



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**STUDIE NESTACIONÁRNÍCH JEVŮ ČERPADLA V
TURBÍNOVÉM REŽIMU**

STUDY OF UNSTEADY PHENOMENA IN PUMP AS TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. SAMUEL HLÍBOKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID ŠTEFAN, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Samuel Hliboký**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Štefan, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Studie nestacionárních jevů čerpadla v turbínovém režimu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S ohledem na úsporu energie je požadavek jakékoliv formy rekuperace energie, která by jinak byla nenávratně mařena. V mnoha technologických provozech je potřeba redukovat (snížit) tlak v potrubním systému. Za tímto účelem se většinou používá redukční ventil, kde snížení tlaku zajišťuje nevratná přeměna tlakové energie v teplo. Z toho důvodu je na místo redukčního ventilu vhodné použít malou turbínu využívající tlakový spád k výrobě elektrické energie. Jelikož by byla výroba takovéto turbíny na přesné parametry finančně nákladná, lze využít instalace čerpadla v obráceném (turbínovém) chodu. Odstředivé čerpadla jsou vyráběna ve velkých sériích a pro rozdílné parametry, proto je i pořizovací cena mnohonásobně nižší. Vzhledem k tomu, že čerpadla jsou primárně navrhována pro jednostranný (čerpací) chod, je v případě turbínového chodu potřeba překonat několik nepříznivých geometrických vlivů – širší spirální těleso, ostrá hrana lopatky, rozdílné úhly lopatky, žebro v sacím potrubí, atd. Provoz turbíny (konstantní spád) je také odlišný od provozu čerpadla (dopravní výška je daná regulací průtoku). V případě, že je čerpadlo v turbínovém režimu provozováno mimo optimum může z důvodu výše zmíněných aspektů docházet k dynamickým jevům ovlivňujícím provoz.

Cíle diplomové práce:

Výpočty na kompletní geometrii včetně prostoru mezi oběžným kolem a tělesem statoru.

Srovnání výsledků simulace s již získanými daty z experimentu.

Identifikace provozního bodu, kdy dochází k dynamickým jevům.

Popis dynamických jevů vyskytujících se při provozu mimo optimum.

Studie vlivu sítě a časového kroku.

Seznam doporučené literatury:

GÜLICH, Johann Friedrich. Centrifugal Pumps [online]. 3. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014 [cit. 2020-09-09]. DOI: 10.1007/978-3-642-40114-5. ISBN 978-3-642-40113-8. Dostupné z: <https://www.springer.com/gp/book/9783662518281>

BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. Příručka čerpací techniky. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01626-9.

CARRAVETTA, Armando, Shahram DERA KHSHAN HOUREH a Helena M. RAMOS. Pumps as Turbines [online]. 1. Cham: Springer International Publishing, 2018 [cit. 2020-09-09]. Springer Tracts in Mechanical Engineering. DOI: 10.1007/978-3-319-67507-7. ISBN 978-3-319-67506-0. Dostupné z: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-67507-7>.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Táto diplomová práca sa zaoberá odstredivým čerpadlom prevádzkovaným v turbínovom režime. Zahrnuté a spracované sú základné princípy funkcie čerpadla, a to ako v čerpadlovom, tak turbínovom režime. Experimentálne dáta získané z laboratória na skúšobnej trati sú porovnané s numerickou simuláciou na mierne zjednodušenej geometrii. Obdržané výsledky sú spracované pomocou spektrogramu. Skúmaný je aj vplyv siete a časového kroku na výsledky.

Summary

This diploma thesis deals with centrifugal pump running as a turbine. Basic working principles of a pump are included, both in pump and turbine regime. Experimental data obtained from laboratory test bed are compared with CFD simulation on slightly simplified geometry. Obtained results are then processed using spectrogram. Influence of time step and mesh size on results is also researched.

Klíčová slova

Odstredivé čerpadlo, čerpadlo ako turbína, nestacionárny výpočet, dynamické javy, spektrogram

Keywords

Centrifugal pump, pump as turbine, unsteady simulation, dynamic phenomenon, spectrogram

Bibliografická citácia

HLIBOKÝ, SAMUEL. *Studie nestacionárních jevů čerpadla v turbínovém režimu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2021. 73 s. Vedoucí Ing. David Štefan, Ph.D.

Prehlasujem, že som svoju diplomovú prácu na tému Studie nestacionárných jevů čerpadla v turbínovém režimu vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a prameňov, ktoré sú uvedené v zozname literatúry na konci tejto práce.

Bc. Samuel Hliboký

Chcel by som sa poďakovať môjmu vedúcemu práce Ing. Davidovi Štefanovi, Ph.D. za všetky rady, pripomienky a čas, ktorý mi počas vypracovávania tejto práce venoval. Ďalej by som sa chcel poďakovať svojej rodine a priateľke za podporu počas štúdia.

Bc. Samuel Hliboký

Obsah

1	Úvod	3
2	Odstredivé čerpadlo	4
2.1	Úvod	4
2.2	Princíp funkcie	4
2.3	Konštrukcia	4
2.4	Kinematické pomery	5
2.5	Výkonnostné parametre	6
2.5.1	Merná energia	6
2.5.2	Hydraulický a mechanický výkon	7
2.5.3	Účinnosť	7
2.5.4	Špecifické otáčky	7
3	Prevádzkové stavy čerpadla	9
3.1	Turbínový chod odstredivého čerpadla	11
3.1.1	Nárast mernej práce Y	11
3.1.2	Porovnanie charakteristických kriviek s čerpadlovým režimom	11
3.1.3	Straty v rotačných tekutinových strojoch	13
3.1.4	Výhody a nevýhody turbínového chodu	15
4	Numerické modelovanie	16
4.1	Navier-Stokesové rovnice	16
5	Meracia trať a metodika experimentu	18
6	Výpočtová sieť	22
6.1	Obežné koleso	22
6.2	Špirála	23
6.3	Výstupné potrubie	24
6.4	Medzidiskové priestory	26
6.4.1	Priestor pri nosnom disku	26
6.4.2	Priestor pri krycom disku	27
7	Okrajové a počiatočné podmienky výpočtu	28
7.1	Rozbeh	29
7.2	Nastavenie riešiča Ansys CFX	31
8	Výsledky výpočtov a porovnanie s experimentom	33
8.1	Krútiaci moment	33
8.2	Účinnosť	34
8.3	Spád na turbínu	35
8.4	Výkon	35
8.5	Tlak pred a za čerpadlom	36
8.6	Tlak v priestore obežného kolesa	37
8.7	Sily na obežné koleso	39

8.8	Sila na rebro	40
8.9	Analýza pomocou spektrogramu	41
8.10	Vplyv časového kroku	44
8.11	Vplyv siete	45
9	Vizualizácia výsledkov	47
9.1	Výber miest	47
9.2	Kontúry tlaku	48
9.3	Kontúry rýchlosti	50
9.4	Kontúry turbulentnej kinetickej energie	50
9.5	Vírivosť	51
9.6	Vektory rýchlosti v lopatkovom kanále	52
9.7	Vektory rýchlosti na výstupe z obežného kola	55
9.8	Prúdnicie na výstupe z obežného kola	55
10	Záver	58
11	Zoznam použitých skratiek a symbolov	62

1. Úvod

Elektrická energia sprevádza ľudstvo zhruba dve storočia, a jej spotreba každoročne rastie. V roku 2019 dosiahla viac než 173 000 TWh [3]. Celosvetovo prebieha snaha o zmenu spôsobu akým je elektrická energia vyrábaná. Do popredia sa dostávajú obnoviteľné zdroje, ktoré však zatiaľ nedokážu stabilne pokryť spotrebu, a preto je snaha energiu čo najviac rekuperovať. Navyše každý hydraulický stroj, či už hydrostatický alebo hydrodynamický, pracuje s nejakou účinnosťou η , ktorá je vždy menšia ako 1 z dôvodu strát. Rekuperáciou je možné tieto straty znížiť, nakoľko energia ktorá by bola inak stratová sa vracia naspäť do systému.

Prvá zmienka o experimentoch s použitím čerpadla v turbínovom režime pochádza zo začiatku 30. rokov 20. storočia. Pánovia Thoma a Kittredge vtedy objavili potenciál čerpadla fungovať s veľmi podobnou účinnosťou ako turbína, a to jednoducho otočením prietoku skrz čerpadlo. V nasledujúcich rokoch, a až do dnešnej doby, prebehlo veľké množstvo výskumov a meraní zaoberajúcich sa touto problematikou.

Využitie tejto vlastnosti je rozsiahle, od rekuperácie energie v procesoch kde sa zbytočne marí väčšinou skrz redukčný ventil, až po piko vodné elektrárne (s výkonom do 5kW). Hlavnou výhodou použitia čerpadla namiesto turbíny v takomto prípade je ekonomická výhodnosť. Čerpadlá sa vyrábajú v sériách, a sú teda niekoľkonásobne lacnejšie než odpovedajúca turbína, ktorá je vyrobená na mieru pre danú lokalitu a použitie.

Prevádzkovanie čerpadla v turbínovom režime má mnoho špecifik. Nakoľko je primárne navrhnuté pre jednostranný chod, v prípade otočenia je znevýhodnené práve tým, ako je pôvodne navrhnuté. Uhly lopatky sú rozdielne, rozdielny je teda aj výsledný rýchlostný trojuholník. Špirálne teleso, ktoré je v turbínovom režime sací element je širšie. V pôvodnom sacom potrubí (v prípade turbínového chodu sa mení na výstupné) sa často nachádza rebro, ktoré slúži k potlačeniu rotácie kvapaliny na vstupe a v prípade turbínového chodu môže spôsobovať problémy. V prípade prevádzky mimo optimálny bod môžu práve vyššie spomenuté skutočnosti spôsobovať dynamické javy, ktoré ovplyvňujú prevádzku stroja.

Táto diplomová práca naväzuje na prácu, ktorú minulý rok vypracoval Ing. Radek Tomšej, a to v zmysle riešenia rovnakého čerpadla s iným zameraním. V jeho práci bol riešený vplyv medzidiskových priestorov a stočenia obežného kola, zatiaľ čo táto práca sa zameriava na štúdium nestacionárneho chodu, konkrétne rozbehu alebo odstavenia stroja.

2. Odstredivé čerpadlo

2.1. Úvod

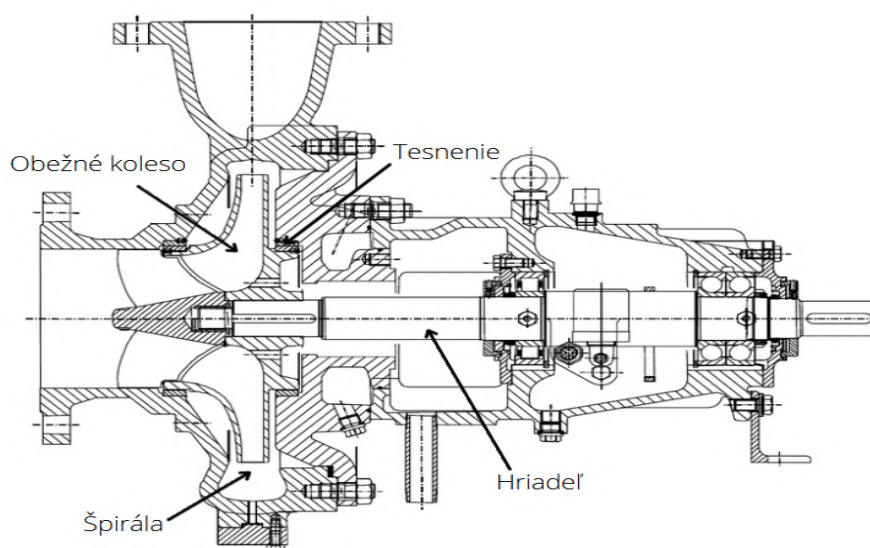
Odstredivé čerpadlo je druh lopatkového stroja, pomocou ktorého je možné transportovať tekutinu zvýšením mernej energie tekutiny ktorá prechádza lopatkovým kanálom. Využitie odstredivých čerpadiel je širokospektrálne, od agropriemyslu až po energetiku. Vďaka rozšírenosti a spôsobu výroby je ich cena prijateľná. [2]

2.2. Princíp funkcie

Hydrodynamické stroje, medzi ktoré patrí aj odstredivé čerpadlo, premieňajú mechanickú energiu na hydraulickú nepriamo, a to na základe funkčnej závislosti hydrodynamického tlaku kvapaliny p na kinematických hodnotách prúdového poľa kvapaliny (rýchlosť a poloha). Na saní tekutina vstupuje do čerpadla. Obežné koleso, ktoré má konečný počet lopatiek a lopatových kanálov, je poháňané elektromotorom. Pri rotácii obežného kolesa kvapalina zaplňuje lopatkový kanál, a interakciou s ním môže buď nadobúdať energiu (čerpadlový režim), alebo strácať energiu (turbínový režim). Pri čerpadlovom režime má kvapalina na výstupe z obežného kolesa veľkú rýchlosť. Špirála na výstupe z čerpadla slúži k spomaleniu tekutiny, pričom dochádza k poklesu kinetickej energie na úkor zvýšenia statického tlaku. [1] [2]

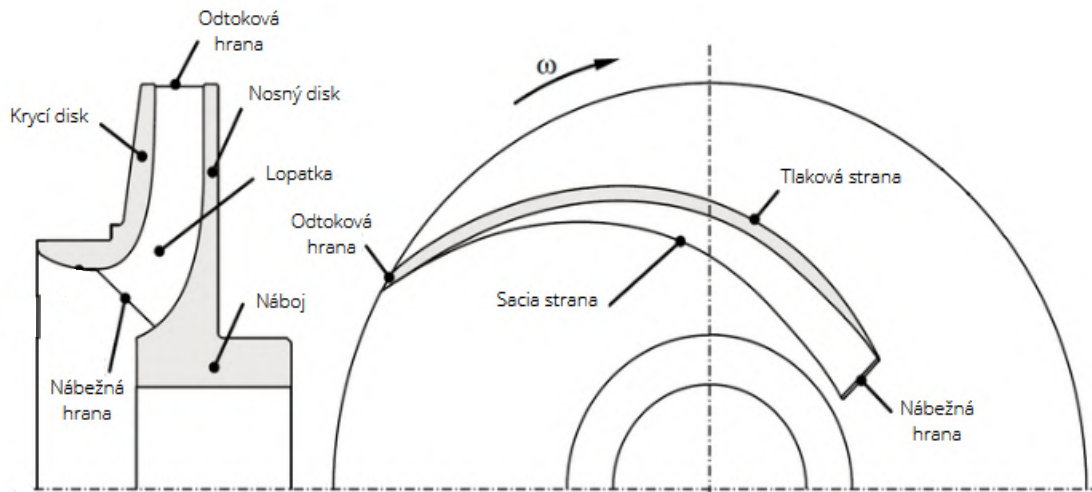
2.3. Konštrukcia

Odstredivé čerpadlo je tvorené z hlavných častí, ktorými sú obežné koleso, špirála, hriadeľ a tesnenie (viď. Obrázok 2.1). Hriadeľ je uložený v ložisku, a spojený typicky s elektromotorom, ktorý celý stroj poháňa. Hriadeľ môže byť uložený na oboch koncoch, alebo len na jednom (tzv. letmé uloženie).



Obr. 2.1: Rez odstredivým čerpadlom [1] - upravené

Medzi obežným kolesom a skriňou, v ktorej je koleso uložené, sa nachádzajú tesniace škáry. Tie sú tvorené kruhovým tesnením na oboch stranách, medzi ktorými je malá štrbina, cez ktorú môže tekutina tiecť. V priestore medzi krycím diskom a skriňou preto vzniká objemová strata, a časť čerpaného média sa vracia naspäť do sania. Na konci hriadele sa nachádza upchávka, skrz ktorú nevratne preteká časť kvapaliny von z čerpadla. Podobne je riešený aj priestor medzi nosným diskom a skriňou. V nosnom disku obežného kolesa môžu byť diery slúžiace ku kompenzácii axiálnej sily, pričom skrz tieto diery sa tak médium dostáva naspäť do lopatkového kanálu. Axiálna sila vzniká v dôsledku rôznych tlakových pomerov medzi priestormi krycieho a nosného disku.



Obr. 2.2: Časti obežného kolesa [1] - upravené

2.4. Kinematické pomery

V obežnom kolese sú kinematické pomery vystihnuté rýchlostným trojuholníkom. Ten je tvorený vektorovým súčtom jednotlivých zložiek rýchlostného trojuholníka, ktorými sú: v - absolútna rýchlosť kvapaliny, w - relatívna rýchlosť kvapaliny, u - obvodová rýchlosť kvapaliny (resp. obežného kolesa). Rýchlostný trojuholník je teda definovaný ako [2]:

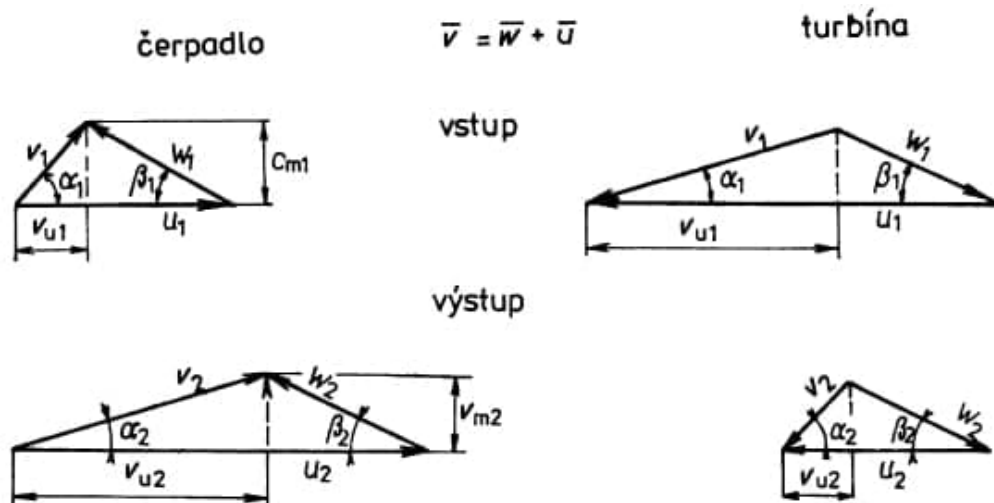
$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u} \quad [m.s^{-1}] \quad (2.1)$$

Na obrázku 2.3 je možné vidieť rozdiely medzi rýchlostnými trojuholníkmi na vstupe a výstupe z čerpadla, respektíve turbíny.

Zakladňu rýchlostného trojuholníka tvorí obvodová rýchlosť u . Absolútna rýchlosť zvierá s obvodovou rýchlosťou uhol α , ktorý sa taktiež nazýva uhol kvapaliny. Relatívna rýchlosť zvierá s obvodovou uhol β , ktorý býva označovaný ako uhol lopatky. Doplňujúcimi zložkami, ktoré sú navzájom na seba kolmé, sú [2]:

- v_m - meridiánová rýchlosť kvapaliny (kolmá na obvodovú rýchlosť u , a leží v rovine meridiánového rezu obežným kolesom). Súvisí s prietokom tekutiny skrz lopatkový kanál;
- v_u - hybná (obvodová) zložka absolútnej rýchlosti. Súvisí s mernou energiou Y .

2.5. VÝKONNOSTNÉ PARAMETRE



Obr. 2.3: Kinematické pomery v obežnom kolese čerpadla a turbíny [2] - upravené

2.5. Výkonnostné parametre

Už pri samotnom návrhu stroja je snaha dosiahnuť a následne aj sledovať počas prevádzky veličiny, ktoré sa jednotne nazývajú výkonnostné parametre alebo charakteristiky. Patria medzi ne:

- merná energia Y [J/kg];
- príkon P [W];
- účinnosť η [-];
- špecifické otáčky n_s .

2.5.1. Merná energia

Merná energia Y je celková **užitočná** energia predaná čerpadlom tekutine na jednotku hmotnosti. [1] Tento vzťah vychádza z Bernoulliho rovnice pre rotujúci priestor, a jeho už odvodený tvar platný pre čerpadlo je:

$$\Delta Y = \left(\frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot z_2 \right) - \left(\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot z_1 \right) - Y_{z1,2} \quad [\text{J/kg}] \quad (2.2)$$

kde v [m.s⁻¹] je rýchlosť tekutiny, p [Pa] tlak tekutiny, ρ [kg.m⁻³] hustota tekutiny, g [m.s⁻²] gravitačné zrýchlenie, z [m] výška bodu a $Y_{z1,2}$ [J/kg] člen stratovej energie. Index 1 značí vstup do čerpadla (sanie) a index 2 výstup z čerpadla (výtlak).

S využitím rovnice 2.1 a kosínovej vety je možné rovnicu 2.2 prepísať do tvaru:

$$\Delta Y = \frac{1}{2} [(v_2^2 - v_1^2) + (v_1^2 + u_1^2 - 2v_{u1} \cdot u_1 - v_2^2 - u_2^2 + 2v_{u2} \cdot u_2) + (u_2^2 - u_1^2)] - Y_{z1,2} \quad [\text{J/kg}] \quad (2.3)$$

kde v [m.s⁻¹] je absolútna rýchlosť tekutiny, u [m.s⁻¹] je obvodová rýchlosť tekutiny, v_u [m.s⁻¹] obvodová zložka absolútnej rýchlosti a $Y_{z1,2}$ [J/kg] člen stratovej energie. Index 1 značí vstup do čerpadla (sanie) a index 2 výstup z čerpadla.

Takto získaný tvar sa dá následne upraviť do finálnej verzie:

$$\Delta Y = u_2 \cdot v_{u2} - u_1 \cdot v_{u1} - Y_{z1,2} \quad [J/kg] \quad (2.4)$$

Tvar rovnice 2.4 pre mernú energiu je taktiež známy ako Eulerova čerpadlová rovnica. Táto rovnica sa dá zámenou indexov 1 a 2 previesť na tvar pre turbínu.

2.5.2. Hydraulický a mechanický výkon

V podkapitole 2.5.1 vyššie je definovaná merná energia Y ako energia predaná čerpadlom na jednotku hmotnosti. Prenásobením mernej energie Y hmotnostným prietokom skrz čerpadlo získavame vzťah pre výkon čerpadla:

$$P_c = \rho \cdot Q \cdot Y = Q_m \cdot Y \quad [W] \quad (2.5)$$

kde $P_c [W]$ je výkon čerpadla, $\rho [kg.m^{-3}]$ je hustota tekutiny, $Q [m^3.s^{-1}]$ je objemový prietok, $Q_m [kg.s^{-1}]$ je hmotnostný prietok a $Y [J.kg^{-1}]$ je merná energia.

Vzťah vyššie v sebe zahŕňa aj straty (viď definícia Y 2.4). Teoretický výkon čerpadla, teda príkon ktorý je nutné dodať na hriadeľ čerpadla, je definovaný ako:

$$P_p = M \cdot \omega = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad [W] \quad (2.6)$$

kde $P_p [W]$ je príkon čerpadla, $M [N.m]$ krútiaci moment a $\omega [rad.s^{-1}]$ uhlová rýchlosť obežného kola. Tá je daná otáčkami $n [s^{-1}]$. [2]

Dosiahnuteľné výkony hydrodynamických strojov sú rádovo v stovkách MW [2]. U turbín je to zhruba 1000 MW a u čerpadiel 500 MW na stroj.

2.5.3. Účinnosť

Pomer výkonu a príkonu čerpadla definuje jeho účinnosť. Čím je účinnosť vyššia, tým je premena energie v danom stroji efektívnejšia. Naberá na význame s veľkosťou hydraulického stroja a dĺžkou doby prevádzky. [2] Účinnosť je teda definovaná ako [1]:

$$\eta = \frac{P_c}{P_p} = \frac{Q_m \cdot Y}{M \cdot \omega} \quad [-] \quad (2.7)$$

Jednotlivé členy a ich rozmery sú uvedené v rovniciach 2.5 a 2.6.

2.5.4. Špecifické otáčky

Čerpadlo je najvýhodnejšie prevádzkovať v jeho optimálnom bode, kedy dosahuje najvyššiu účinnosť a prevádzku nesprevádzajú nežiaduce javy. Optimálny prevádzkový bod je daný optimálnym prietokom $Q_{opt} [m^3.s^{-1}]$, optimálnym spádom $H_{opt} [m]$ a optimálnymi otáčkami $n [min^{-1}]$. Tieto 3 veličiny sú spolu previazané do jedného ukazateľa, ktorý sa nazýva špecifické otáčky. S využitím špecifických otáčok je možné porovnávať rôzne geometrie a typy obežných kolies, vzhľadom k návrhovým parametrom ktoré majú byť dosiahnuté, a vybrať tak ten správny typ obežného kola. [1]

V literatúre existuje viacero definícií pre špecifické otáčky, najpoužívanejšou v Európe je však táto [1]:

2.5. VÝKONNOSTNÉ PARAMETRE

$$n_s = \frac{n \cdot Q_{opt}^{0.5}}{H_{opt}^{0.75}} \quad [s^{-1}] \quad (2.8)$$

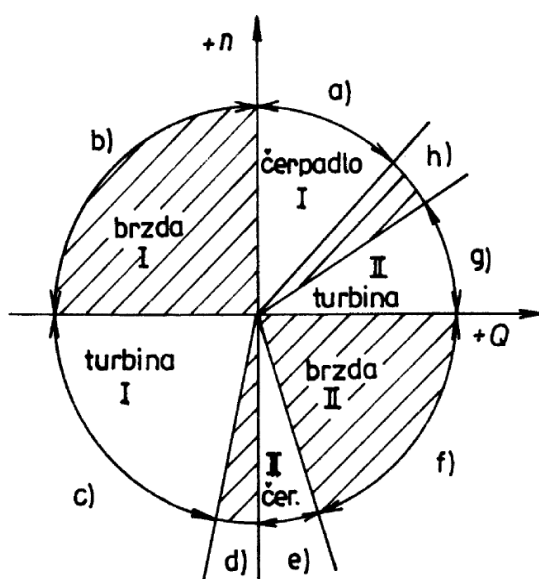
Vzťah pre špecifické otáčky je možné odvodiť z kinematického kritéria (Strouhalovo číslo) a dynamického kritéria (Froudeho číslo), a toto odvodenie je možné nájsť v literárnom zdroji [2].

3. Prevádzkové stavy čerpadla

Hydrodynamické stroje majú rozmanité prevádzkové stavy. Je to spôsobené priechodnosťou kanálov, ktoré nemajú sanie oddelené od výtlaku rozvádzačím prvkom. [2] Prevádzkový stav je definovaný vzhľadom k parametrom Q, Y, n, P, M , pričom P a M sú odvodené parametre a Q, Y a n základné parametre, ktoré sú vo funkčnej závislosti [2]:

$$\phi(Y, Q, n) = 0 \quad (3.1)$$

Súvislosť medzi parametrami Q, Y, n, M, P vystihuje úplná charakteristika hydrodynamického stroja. Za najvhodnejší spôsob zobrazenia sa pokladá tento: na súradnicovej osi sa vynášajú kinematické hodnoty Q, n a dynamické hodnoty Y, M, P sa vynášajú parametricky. [2] Pri určovaní znamienka parametrov je zavedená dohoda: kladné hodnoty



Obr. 3.1: Graf prevádzkových oblastí odstredivého čerpadla [2]

sa vzťahujú k normálnej čerpadlovej prevádzke, záporné k opačnému zmyslu príslušného parametru. [2] Na obrázku 3.1 je možné rozoznať osem rôznych prevádzkových oblastí [2]:

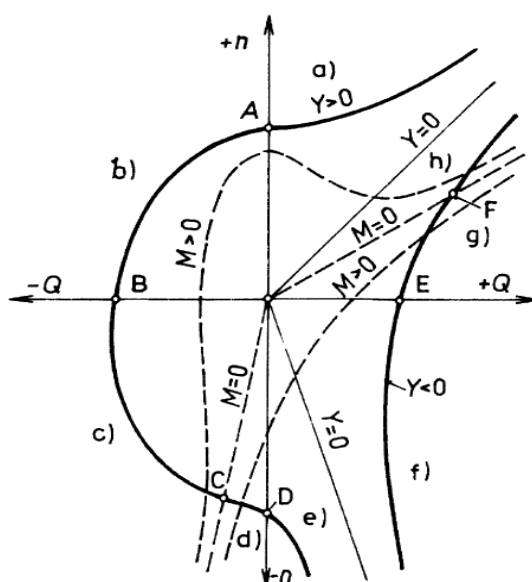
- a) normálna čerpadlová prevádzka (kladné Q, Y, n, P, M);
- b) opačný prietok pri normálnom otáčaní rotoru čerpadla ($-Q, +Y, +n, +P, +M$). Privádzaná energia sa premieňa na teplo (tzv. brzdová prevádzka);
- c) normálna turbínová prevádzka čerpadla ($-Q, +Y, -n, -P, +M$);
- d) oblasť medzi priebežnou turbínovou prevádzkou ($M=0$) a začiatkom čerpadlovej prevádzky pri opačnom zmysle otáčok. Privádzaný výkon kryje straty v čerpadle ($-Q, +Y, -n, +P, -M$);
- e) obrátená čerpadlová prevádzka ($+Q, +Y, -n, +P, -M$). Trvá až po $Y=0$;
- f) normálny prietok pri opačne točiacom sa obežnom kolese, energia na saní je väčšia než na výtlaku. Čerpadlo pôsobí ako hydraulická brzda ($+Q, -Y, -n, +P, -M$);

- g) obrátená turbínová prevádzka čerpadla (+Q, -Y, +n, -P, -M);
- h) oblasť medzi priebežným stavom prípadu g) pri $M=0$ a počiatkom normálnej čerpadlovej prevádzky. Privádzaná energia kryje straty v čerpadle (+Q, -Y, +n, +P, +M).

Oblasti a), c), e), g) sú energeticky aktívne, ostatné oblasti (v obrázku 3.1 šrafované) sú disipačné. Aktívne oblasti sú vždy oddelené disipačnou oblasťou. [2]

Na obrázku 3.2 nižšie je možné vidieť úplnú čerpadlovú charakteristiku. V ňom je možné sledovať krivku $|Y| = konst.$, z ktorej je viditeľné, že obežné koleso prechádza štyrmi energeticky aktívnymi stavmi, a to následovnými [2]:

- odstredivé čerpadlo - oblasť a)
- Francisova turbína - oblasť c)
- dostredivé čerpadlo - oblasť e)
- odstredivá turbína - oblasť g)



Obr. 3.2: Schéma úplnej čerpadlovej charakteristiky odstredivého čerpadla [2]

Na tejto krivke sú tiež zvýraznené charakteristické prevádzkové body [2]:

- A - rovnovážny stav na späťnej klapke vo výtlaku čerpadla
- B - rozhranie turbínovej a brzdovej prevádzky, rotor čerpadla sa zastavil
- C - priebežné otáčky odľahčenej turbíny ($M = 0$)
- D - bod A, avšak pri opačnom zmysle otáčania obežného kolesa
- E - bod B, avšak pri opačnom prietoku
- F - bod C

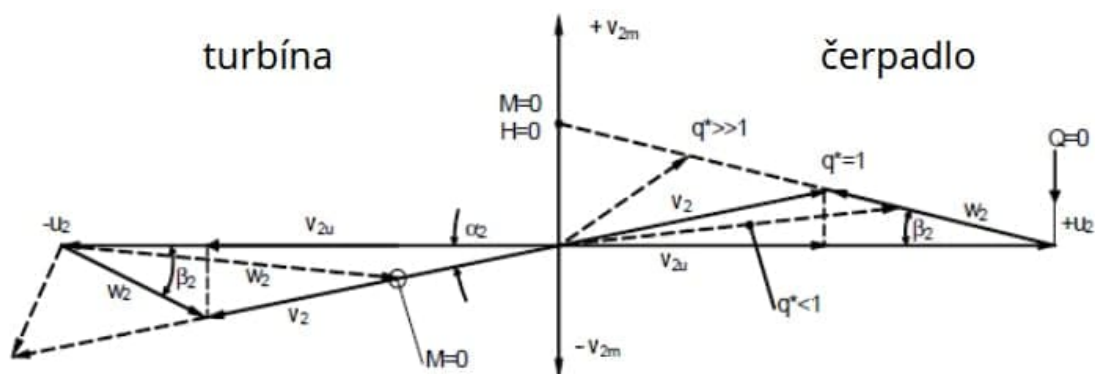
3.1. Turbínový chod odstredivého čerpadla

Normálny turbínový režim odstredivého čerpadla je špecifický záporným zmyslom otáčok a prietoku (viz. kapitola 3), pričom práve tento režim bude v ďalších kapitolách nasimulovaný v CFD a porovnaný s experimentom.

Z podkapitol 2.4 a 2.5 vyplýva, že rýchlostné trojuholníky na vstupe a výstupe do čerpadla významne ovplyvňujú jeho prevádzku a parametre. Uhly α a β na obrázku 3.3 sú takzvané *prúdové uhly*. Vstupný uhol α_2 je daný geometriou rozvádzača, a tento uhol je do veľkej miery nezávislý na prietoku. Výstupný uhol β_1 je taktiež veľmi málo závislý na prietoku skrz turbínu. [1]

3.1.1. Nárast mernej práce Y

Pre turbínový režim je taktiež typický spôsob nárastu mernej práce Y , ktorá rastie proporcionálne prietoku čerpadlom Q , čo vychádza z Eulerovej turbínovej rovnice. Spolu s rastúcim prietokom rastie vstupná absolútna rýchlosť c_2 , a zákonite teda rastie aj merná energia. [1] Táto skutočnosť je znázornená na obrázku nižšie.



Obr. 3.3: Rýchlostné trojuholníky pre čerpadlo a turbínu [4] - upravené

3.1.2. Porovnanie charakteristických kriviek s čerpadlovým režimom

Ďalším špecifikom turbínovej prevádzky je fakt, že maximálna účinnosť v reverznom chode je približne rovnaká ako maximálna účinnosť v čerpadlovom chode. Naproti tomu spád a prietok v bode najvyššej účinnosti je v reverznom chode vyšší než v čerpadlovom chode. [4] Táto skutočnosť je podrobnejšie rozpracovaná v článku autorov S.Derakhshan a A.Nourbakhsh, viď [6].

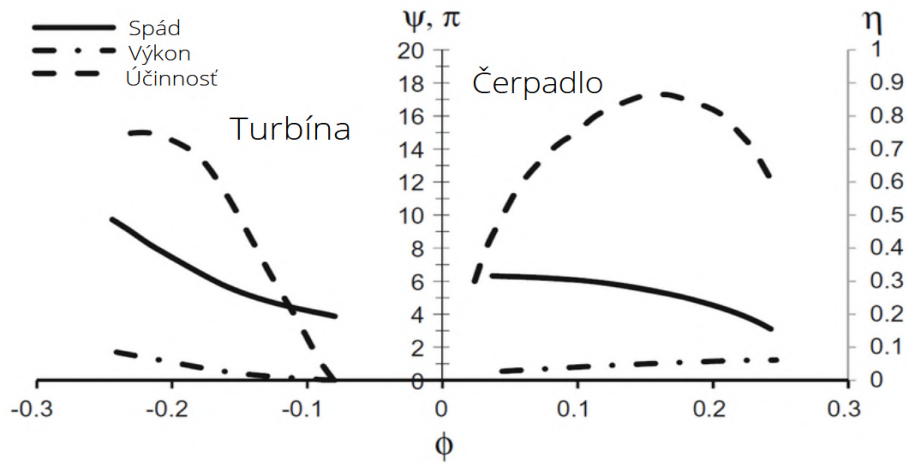
Na obrázku 3.4 je na osi x bezrozmerný prietok $\phi [-]$ (tzv. objemové číslo), a na osi y bezrozmerný spád $\psi [-]$ (tzv. tlakové číslo), resp. bezrozmerný výkon $\pi [-]$.

$$\phi = \frac{Q}{n \cdot D^3} \quad [-] \quad (3.2)$$

$$\psi = \frac{g \cdot H}{n^2 \cdot D^2} \quad [-] \quad (3.3)$$

3.1. TURBÍNOVÝ CHOD Odstredivého čerpadla

$$\pi = \frac{P}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5} \quad [-] \quad (3.4)$$



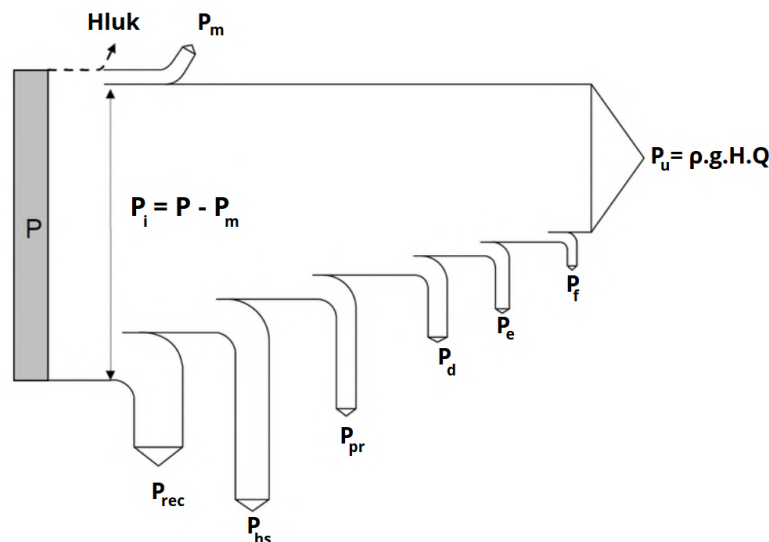
Obr. 3.4: Príklad charakteristických kriviek čerpadla v normálnom a reverznom chode [4] - upravené

Tieto bezrozmerné veličiny sa využívajú na bezrozmernú analýzu. Hlavnou výhodou tohto prístupu je fakt, že nie je nutné pre rôzne obvodové rýchlosti (otáčky) obežného kolesa vynášať samostatnú $Q - Y$ charakteristiku. [5] Táto bezrozmerná charakteristika čerpadla $\psi = f(\phi)$ je rovnako ako charakteristika $Y = f(Q)$ závislá na typu čerpadla. [2]

Z obrázku vyššie je taktiež viditeľné, že v bode maximálnej účinnosti je výkon čerpadla v turbínovom režime vyšší, než príkon čerpadla v režime čerpadlovom. Všeobecne platí, že najvyššia účinnosť v turbínovom režime v optimálnom bode je veľmi podobná maximálnej účinnosti v čerpadlovom režime, niekedy dokonca mierne vyššia. Tento fakt úzko súvisí so stratami v oboch režimoch a ich pomere, ktoré budú bližšie popísané v nasledujúcej podkapitole.

3.1.3. Straty v rotačných tekutinových strojoch

Straty vznikajú vždy, keď strojom preteká kvapalina, alebo sa hýbu časti stroja. Typicky je táto stratová energia premenená na teplo, a prejavuje sa ako výkonnostná strata. V rotačných tekutinových strojoch sa straty delia na 3 hlavné kategórie, a to na straty mechanické, hydraulické a objemové. Pre čerpadlo je možné vytvoriť výkonnostnú bilanciu, viď obrázok nižšie. [1]



Obr. 3.5: Výkonnostná bilancia čerpadla [1] - upravené

Mechanické straty P_m nedisipujú do kvapaliny a nezvyšujú jej teplotu, preto sú označované ako *externé*. Sú to straty v ložiskách a tesniacich kruhoch.

Recirkulácia kvapaliny spôsobuje straty P_{rec} , ktoré sú spôsobené výmenou hybnosti medzi vírom kvapaliny a prúdením okolo víru. V prípade správneho návrhu je táto stratová zložka pri prevádzke v optime takmer nulová. Pri nízkych prietokoch naopak tvorí väčšinu strát. Strata recirkuláciou nie je strata trením, ale je to zníženie energie ktorá je prenesená obežným kolesom kvapaline v dôsledku zmeny uhlu β_2 na výstupe z obežného kolesa. [7]

Hydraulické straty P_{hs} vznikajú trením a disipáciou energie spôsobenou turbulentnou povahou prúdenia medzi saním a výtlakom čerpadla. Delia sa na dĺžkové a miestne. Miestne straty sú v prípade čerpadla tvorené hlavne rázovou stratou. Hydraulické straty sú taktiež vyjadrené hydraulickou účinnosťou η_h .

Objemové straty sú tvorené stratou priesakom P_{pr} . Tieto straty sú spôsobené vnútornými priesakmi kvapaliny skrz tesniace škáry diskov obežného kolesa, a vonkajšími priesakmi skrz hriadeľovú upchávku alebo inými miestami mimo teleso čerpadla. Príčinou priesakov je tlakový spád vo vnútri telesa čerpadla. Objemové straty sú spojené s objemovou účinnosťou čerpadla η_v .

Diskové straty P_d sa vyskytujú na krycom a nosnom disku obežného kolesa, ktoré rotujú v kvapaline.

V prípade viac-stupňového čerpadla sa vyskytuje objemová strata medzi každým stupňom P_e . Tá je spôsobená priesakom skrz prstencové tesnenie, ktoré oddeľuje dva stupne.

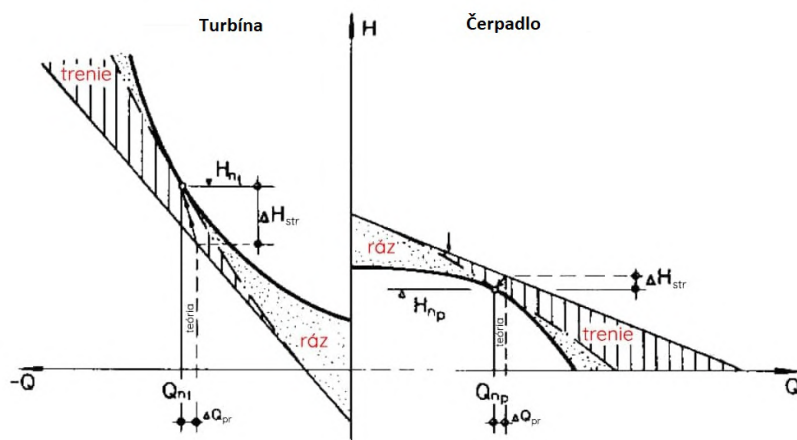
Poslednou zo strát je trecia strata P_f , spôsobená komponentami vyvažujúcimi axiálne sily.

3.1. TURBÍNOVÝ CHOD Odstredivého čerpadla

Všetky vyššie vymenované straty sa prejavujú ako stratový výkon v jednotke [W], ktorý je nevratne premenený v teplo, a pri čerpadlovom režime táto energia nie je predávaná kvapaline, čím klesá celková účinnosť stroja. [1]

Ako bolo spomenuté na konci podkapitoly 3.1.2, celková bilancia strát je rôzna pri turbínovom a čerpadlovom režime. Čo však všeobecne platí je, že hydraulické straty sú v oboch režimoch približne rovnaké. [4]

Čerpadlo v turbínovom režime pracuje s vyššími prietokmi a spádmi, než v režime čerpadlovom. To zákonite spôsobuje vyššie hydraulické straty spôsobené trením. Tento fakt je spôsobený opačným spôsobom premeny energie. Aby v turbínovom režime čerpadlo pracovalo pri optimálnych podmienkach, musí byť tlak na obežné koleso väčší, aký by bol pri normálnej prevádzke. Tento fakt je znázornený na obrázku 3.6 nižšie. Vinou vyšších trecích a rázových strát je k teoretickému bodu prevádzky pričítaná stratová výška ΔH_{str} . [7]

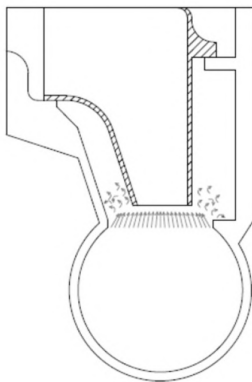


Obr. 3.6: Rozdiely v charakteristike čerpadlového a turbínového módu vrátane hydraulických strát [7] - upravené

Straty rázom sú významným problémom pri prevádzke čerpadla v turbínovom režime. Tekutina v špirálovom telese je usmerňovaná iba geometriou, nakoľko špirály čerpadiel nedisponujú rozvádzačimi lopatkami. Na vstupe do obežného kolesa nastáva náhla zmena šírky kanálu, pričom časť kvapaliny smeruje k priestoru medzi obežným kolesom a skriňou čerpadla (a spôsobuje tak objemové straty), a zbytok smeruje do kanálu obežného kolesa. Práve tento prechod pri malých prietokoch (a teda rýchlostiach kvapaliny) spôsobuje rázovú stratu. [4]

Ak berieme bod najvyššej účinnosti ako bod, v ktorom je strata rázom nulová, môžeme krivky na obrázku 3.6 rozdeliť na 2 časti: prietoky menšie než optimálny, a prietoky väčšie než optimálny. Pre turbínový režim platí, že straty rázom sú významne väčšie napravo od optimálneho bodu (menšie prietoky), a preto je vysoko doporučované prevádzkovať čerpadlo v oblasti naľavo od tohto bodu. [4]

Turbínový chod je zvýhodnený tvarom špirály a lopatkového kanálu, ktoré v tomto móde majú tvar konfuzoru. Oproti difuzoru je konfuzor menej náchylný na odtrhávajúce prúdy, a hydraulické straty v špirále sú teda menšie. [4]



Obr. 3.7: Ráz na lopatku a objemová strata v medzidiskových priestoroch [4]

3.1.4. Výhody a nevýhody turbínového chodu

Ako bolo spomenuté už v úvode, turbínový chod odstredivého čerpadla má radu špecifik, výhod a nevýhod. Tie sa dajú rozdeliť na 2 skupiny: hydraulické a mechanické.

Medzi hydraulické výhody patrí dobrá maximálna účinnosť v optime, a možnosť regulovať $Q - H$ charakteristiku stáčaním obežného kolesa. Naopak, nevýhodou je strmá charakteristika účinnosti mimo optimum, a problémy spojené s rázovou stratou pri nízkych prietokoch.

Medzi mechanické výhody je možné zaradiť to, že prevádzka v turbínovom režime, ak je stroj dobre navrhnutý, prebieha s nízkou hladinou hluku a pri akceptovateľných vibráciách. Nevýhodou je nutnosť mechanického tesnenia, z dôvodu vyšších objemových strát priesakmi, a väčšie namáhanie mechanických komponentov z dôvodu vyšších dosiahnutých výkonov. To má za následok kratší životný cyklus ložísk a často nutnosť pevnejšej hriadele. [4]

4. Numerické modelovanie

Idea za použitím výpočtového modelovania prúdenia (ďalej len anglická skratka CFD - **C**omputational **F**luid **D**ynamics) je mať možnosť získať detailné informácie o prúdení, a to za prijateľný čas a výpočtový výkon. Zatiaľ čo pripraviť experiment môže trvať týždne, výsledky z CFD je možné získať rádovo v dňoch aj pri použití bežného stolného počítača. S vývojom výpočtových technológií sa rozdiel medzi experimentálnym a výpočtovým prístupom prehlbuje. Výhodou je taktiež možnosť skúmať výsledky z CFD v akomkoľvek bode výpočtovej domény, a nie len v bodoch kde sú pri experimente osadené snímače. Aj napriek značnej náročnosti, či už finančnej alebo časovej, experimentálne výsledky (ak je meranie vykonané správne) sa stále dajú považovať za presnejšie a spoľahlivejšie.

Úskalím CFD metód je správne vyhodnotenie a interpretácia výsledkov. Malá zmena v nastavení môže viesť k úplne iným výsledkom. Preto je nutné pri použití tohto prístupu dôkladne analyzovať, či získané výsledky sú vôbec fyzikálne prípustné, a ako sú zaťažené numerickou alebo inou chybou. Práve z tohoto dôvodu sa výsledky získané z CFD často porovnávajú s experimentálnymi výsledkami, čo je aj náplňou tejto diplomovej práce.

CFD simulácie ako také sa skladajú z troch hlavných častí:

1. **Pre-processing:** zahŕňa definíciu problému, je teda nutné:
 - (a) nadefinovať geometriu
 - (b) vytvoriť výpočtovú sieť (mesh)
 - (c) vybrať súbor rovníc použitých k výpočtu
 - (d) definovať okrajové podmienky
2. **Simulácia:** časť procesu, v ktorej sú rovnice iteratívne riešené
3. **Post-processing:** analýza a vizualizácia obdržaných výsledkov

4.1. Navier-Stokesové rovnice

Pohyb kvapaliny je definovaný zákonom zachovania hmotnosti a hybnosti. Prúdenie je výsledkom pôsobenia externých síl, napríklad gravitácie, tlaku, šmykového napätia alebo Coriolisovej sily v prípade rotačných telies. Rovnice ktoré popisujú správanie kvapaliny sú známe ako Navier-Stokesové (ďalej len N-S) rovnice, pričom je to súbor parciálne diferenciálnych rovníc.

Už spomenutý zákon zachovania hmotnosti, inak nazývaný aj rovnica kontinuity, má tvar:

$$\frac{\delta v_i}{\delta x_i} = 0, \quad (4.1)$$

N-S rovnica pre nestlačiteľné Newtonské kvapaliny, ktorá je odvodená z 2. Newtonovho zákona a má význam zákonu zachovania hybnosti kvapaliny má tvar:

$$\frac{\delta v_i}{\delta t} + v_j \frac{\delta v_i}{\delta x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta x_i} + \nu \frac{\delta^2 v_i}{\delta x_j \delta x_j} + a_i \quad (4.2)$$

Rovnica 4.2 je riešiteľná analyticky, avšak iba pre laminárne prúdenie. Kritérium, ktoré určuje typ prúdenia, je bezrozmerné Reynoldsovo číslo Re .

$$Re = \frac{\text{zotrvačné sily}}{\text{viskózne sily}} = \frac{\rho \nu L}{\mu} \quad [-] \quad (4.3)$$

Modelovanie turbulentného prúdenia je o poznanie náročnejšie než laminárneho. Jednou z možností, ktorá je často využívaná, je prístup *RANS*. Tento názov je skratka z **R**eynolds **A**veraged **N**avier **S**tokes equations, a jedná sa o časovo stredovanú N-S rovnicu definovanú vyššie (rovnica 4.2). Princíp spočíva v použití Reynoldsovej dekompozície a separácie časovo premennej (v tomto prípade rýchlost), na stredovanú zložku \bar{v} a flukтуаčnú zložku v' :

$$v(\vec{x}, t) = \bar{v}(\vec{x}) + v'(\vec{x}, t) \quad (4.4)$$

Kombináciou rovnice 4.4 a 4.2 vzniká Reynoldsovsky stredovaná N-S rovnica v tvare:

$$\frac{\delta \bar{v}_i}{\delta t} + \bar{v}_j \frac{\delta \bar{v}_i}{\delta x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\delta \bar{p}}{\delta x_i} + \mu \frac{\delta^2 \bar{v}_i}{\delta x_j \delta x_j} - \frac{\delta}{\delta x_j} (\overline{v'_i v'_j}) \quad (4.5)$$

Posledný člen tejto rovnice je takzvaný Reynoldsovský tenzor napätia, alebo tenzor turbulentného napätia. Vnáša do problému ďalších 6 neznámych, pričom v tomto momente je tak neznámych už celkovo 10 (3 rýchlosti \bar{v}_i , 1 tlak p a 6 z tenzoru turbulentného napätia), ale dostupných rovníc len 4 (3 rovnice *RANS* a rovnica kontinuity). Z tohto dôvodu sa zavádzajú takzvané modely turbulencie, ktoré chýbajúce rovnice dopĺňujú a umožňujú tak riešenie danej sústavy rovníc. Pri simuláciách v tejto práci bol využitý 2-rovnicový model turbulencie $k - \epsilon$.

Pri nestacionárnom výpočte sa mierne líši definícia *RANS* rovníc. V tomto prípade je stredovaná zložka rýchlost \bar{v} závislá nie len na priestore, ale aj na čase. Reynoldsova dekompozícia má teda tvar:

$$v(\vec{x}, t) = \bar{v}(\vec{x}, t) + v'(\vec{x}, t) \quad (4.6)$$

Stredovaná zložka \bar{v} je potom definovaná ako:

$$\bar{v}(\vec{x}, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} v(\vec{x}, t) dt \quad (4.7)$$

Je dôležité definovať zmenu času Δt dostatočne dlhú na to, aby poskytovalá reprezentatívnu stredovú hodnotu, avšak dostatočne krátku na to, aby zachytila zmeny v chovaní prúdenia. Pri rotačných strojoch sa táto časová hodnota odporúča taká, aby zachytila otočenie obežného kola v rozmedzí 1° až 3° . Konkrétna hodnota závisí na použitom modeli turbulencie, miere konvergenzie atď.

5. Meracia trať a metodika experimentu

Predmetom tejto práce je porovnať CFD výpočty s experimentom, ktorý bol vykonaný v laboratóriu Odboru fluidného inžinierstva Viktora Kaplana na VUT. Čerpadlo umiestnené v trati má 6 lopatiek s priemerom obežného kola 174 mm. V minulosti pri predchádzajúcich výskumných aktivitách boli odstránené odstrikovanie lopatky z obežného kola, ktoré slúžili k redukcii axiálnej sily. Taktiež bola podpílníková výstupná hrana lopatiek, viď obrázok 5.1 (c). V turbínovom režime pri otáčkach $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ dosahuje optimum pri prietoku $Q = 26,33 \text{ l.s}^{-1}$. Dosiahnutý spád na turbínu je $H = 19,85 \text{ m}$, výkon $P = 3807,56 \text{ W}$ a celková účinnosť čerpadla dosiahla hodnotu $\eta = 74,43\%$. Týmto hodnotám odpovedajú dopočítané špecifické otáčky $n_s = 31,06 \text{ min}^{-1}$ podľa vzťahu 2.8.



(a) Pohľad na výstup z OK pri turbínovom režime



(b) Pohľad na vstup do OK pri turbínovom režime



(c) Detail podpílníkovanej lopatky

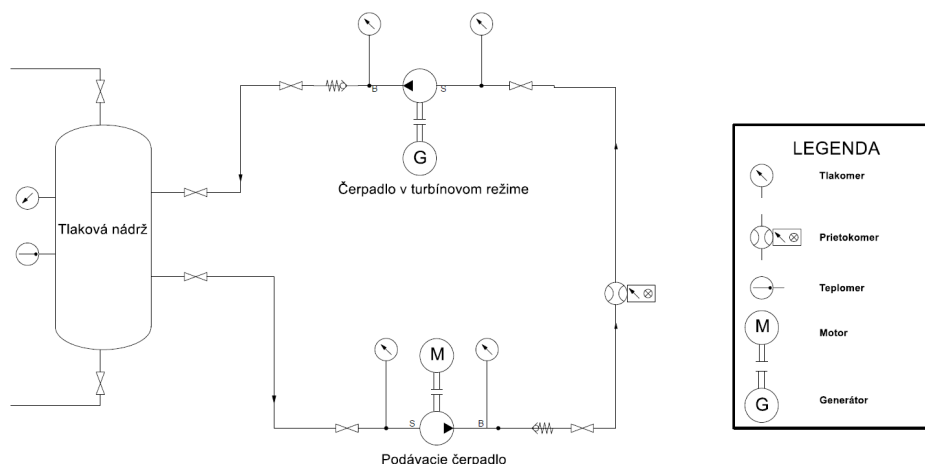


(d) Detail uchytenia OK

Obr. 5.1: Fotodokumentácia obežného kola

5. MERACIA TRAŤ A METODIKA EXPERIMENTU

Schému meracej trate je možné vidieť na obrázku nižšie. Podávacie čerpadlo slúži k vytvoreniu tlakového spádu na čerpadlo pracujúce v turbínovom režime. Pred a za čerpadlom sú umiestnené tlakové snímače.



Obr. 5.2: Schéma meracej trate využitej v experimente [8] - upravené

Reálna trať, ktorá je zachytená na obrázku 5.3, umožňuje merať to isté čerpadlo aj v bežnom čerpadlovom režime, a to tak, že sa nepoužíva podávacie čerpadlo.



Obr. 5.3: Pohľad na celú meraciu trať

Okrem tlakových snímačov umiestnených pred a za čerpadlom boli do čerpadlovej skrine navŕtané diery určené k odberu tlaku v priestore obežného kola. Týchto miest bolo konkrétne 5, pričom tieto odberové miesta boli v trati a dátových súboroch označené číslami 2 až 6. Bohužiaľ, počas meraní snímače s označením 5 a 6 neboli zapojené, a tak tieto dáta neboli získané.



(a) Pohľad na odberné miesto snímača p2



(b) Pohľad na odberné miesto snímača p3

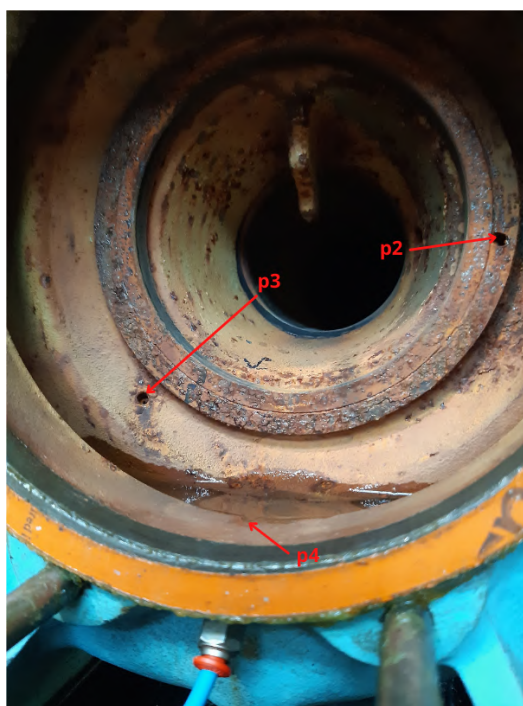


(c) Pohľad na odberné miesto snímača p4



(d) Pohľad na odberné miesta snímačov p5 a p6

Obr. 5.4: Zábery na odberové miesta tlakových snímačov



Obr. 5.5: Pohľad na navítané diery na odber tlaku

5. MERACIA TRAŤ A METODIKA EXPERIMENTU

Meracia trať bola vybavená meradlami uvedenými v tabuľke 5.1.

Tabuľka 5.1: Laboratórne vybavenie a jeho hlavné charakteristiky

Druh meradla	Výrobca	Rozsah meradla	Presnosť
Prietokomer	Krohne	$2 - 40 \text{ l.s}^{-1}$	$\pm 2 \%$
Tlakomer	BD	4 bar	$\pm 0,25 \%$
Tenzometrický snímač Mk	Kistler Staiger Mohilo	100 Nm	Trieda 0,2
Dynamometer	TES Vsetín	22,4 kW	-
Inkrementálny snímač otáčok	LARM	10000 min^{-1}	-

Tabuľka 5.2: Neistota meraných a odvodených veličín

Veličina	Jednotka	Neistota
Objemový prietok	l.s^{-1}	0,56
Spád	m	0,16
Účinnosť	-	0,01
Krútiaci moment	Nm	0,2

Použitím meradiel s istou presnosťou vzniká neistota merania, ktorá charakterizuje interval hodnôt meranej veličiny okolo výsledku merania, ktorý podľa očakávania obsahuje skutočnú hodnotu meranej veličiny. Neistotu merania priamo meraných (prietok, krútiaci moment) a odvodených veličín (spád, účinnosť) je uvedená v tabuľke 5.2.

Rozbeh čerpadla v turbínovom režime bol vykonaný následovne: regulačný ventil pred čerpadlom je zatvorený, a podávacie čerpadlo (viď schéma 5.2) tlakuje skúšobný okruh tak, aby bol vytvorený žiadaný spád na turbínu H . Následne je regulačný ventil plynule otváraný, čím sa zvýši prietok skrz čerpadlo a obežné koleso začne rotovať. Po dosiahnutí vopred definovaných otáčok čerpadla nastáva spustenie dynamometra, čo simuluje pripojenie do siete.

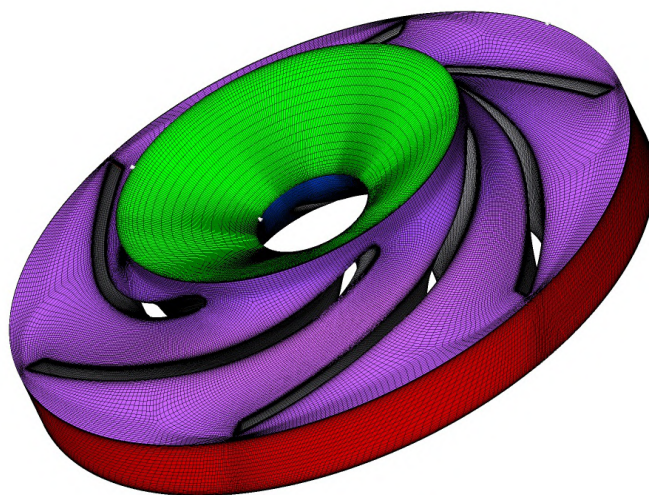
Regulačný ventil a spúšťanie dynamometra je ovládané ručne, čo prináša do experimentu vplyv ľudského faktoru. Jedná sa hlavne o moment zopnutia dynamometra práve vtedy, keď sa otáčky rozbiehajúceho sa čerpadla, respektíve turbíny, dostanú na požadovanú hodnotu. V dôsledku toho sú experimentálne dáta zafarbené nielen chybou meracích prístrojov, ktorá sa dá vyčíslieť, ale aj ľudskou nedokonalosťou, ktorá sa vyčíslieť bohužiaľ nedá.

6. Výpočtová sieť

Ako už bolo spomenuté v kapitole 4, prvá časť CFD simulácie je pre-processing. Geometria obežného kolesa, špirálnej skrine a sacieho potrubia bola dodaná. Z tejto geometrie boli vytvorené jednotlivé výpočtové siete, ktoré budú bližšie popísané v tejto kapitole. Je dôležité zmieniť, že výpočtové siete reprezentujú objem kvapaliny vo vnútri jednotlivých komponentov meracej trate, a priemery jednotlivých potrubí sú vnútorné (svetlosť trubky).

6.1. Obežné koleso

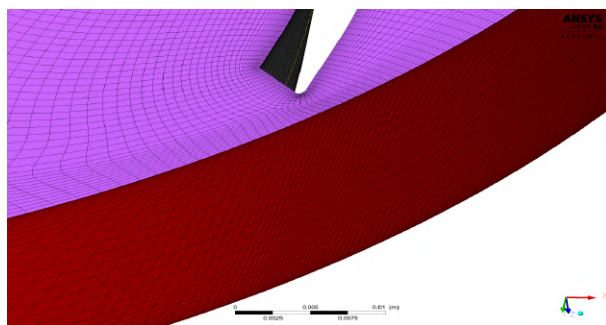
Geometria obežného kolesa bola importovaná do softwaru Ansys DesignModeler, a následne pomocou funkcie BladeEditor boli vyexportované krivky geometrie, ktoré slúžili ako vstup pre sieťovací software TurboGrid. Vytvorená sieť je štruktúrovaná, tvorená hexahedrálmi prvkami. Výpočtová sieť má priemer 180 mm, a to z dôvodu nutnosti na definovanie rozhrania medzi obežným kolesom a medzidiskovými priestormi na výstupe z obežného kolesa. Sieť bez tohto rozhrania má 174 mm, čo je vlastne priemer obežného kolesa samotného.



ANSYS
2020 R2
ACADEMIC

Obr. 6.1: Výpočtová sieť obežného kolesa

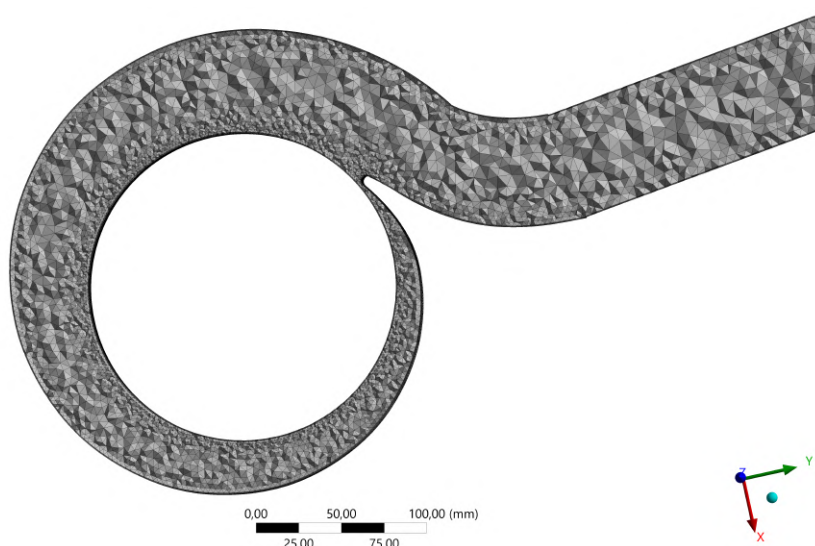
Sieť tvorí 2 334 096 uzlov a 2 187 990 prvkov. Rozhranie medzi obežným kolesom a medzidiskovými priestormi bolo na definované v programe ICEM, a to tak, že príslušné elementy patria k predpísanej ploche rozhrania.



Obr. 6.2: Detail na sieť v blízkosti podpílníkovania lopatky

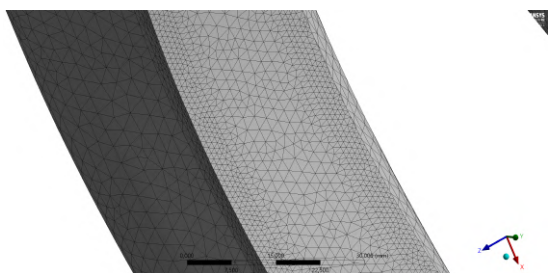
6.2. Špirála

Na teleso špirály je pripojená priama časť, ktorá simuluje prírodné potrubie. Potrubie má dĺžku 200 mm. Prívodné potrubie má spočiatku priemer 65 mm, následne vo vzdialenosti 203 mm od osi rotácie Z je priemer zmenšený na 63,8 mm. Táto konfigurácia verne simuluje reálnu meraciu trať. Vnútorňý priemer špirály je 180 mm.



Obr. 6.3: Rez výpočtovej siete špirály v polovici šírky

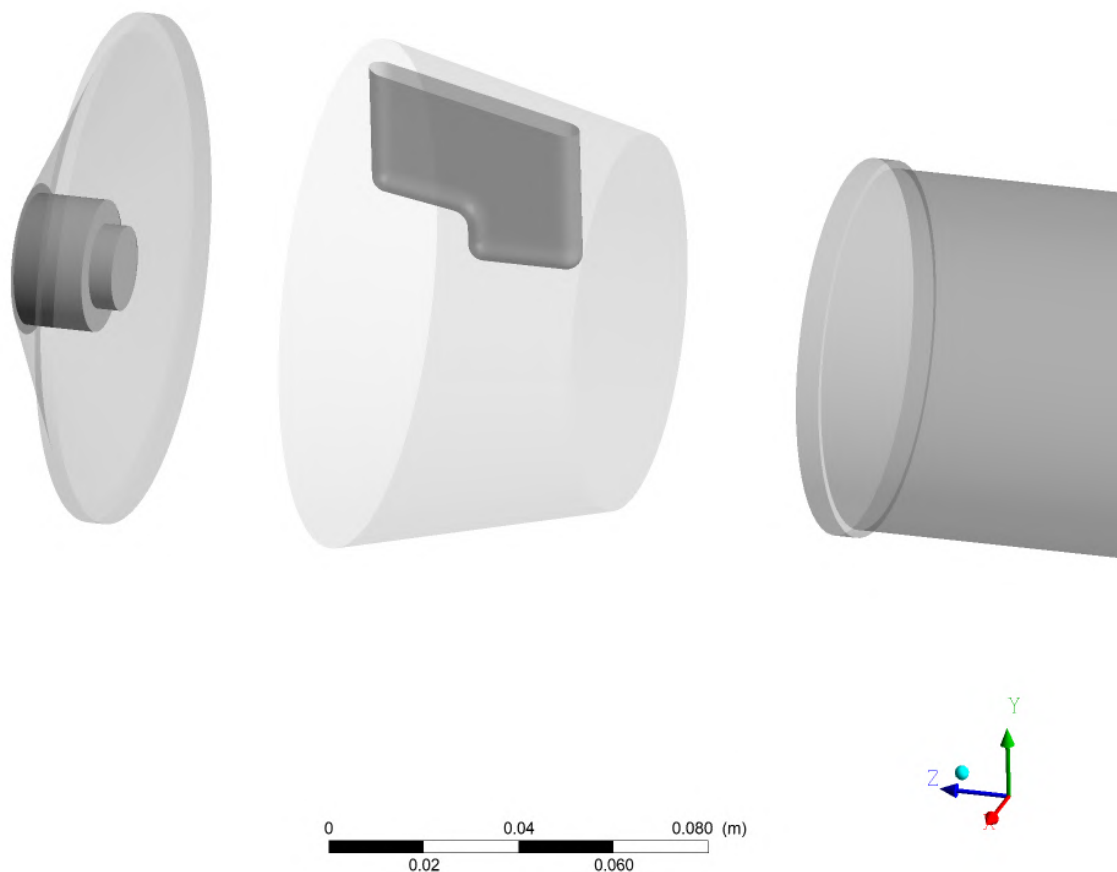
Sieť je tvorená štvorbokými tetra prvkami s použitím príkazov „sizing“. V blízkosti stien je sieť zjemnená piatimi vrstvami prvkov, pričom veľkosť prvej bunky pri stene je 0,15 mm. V blízkosti nosu špirály, a v mieste rozhrania špirály a obežného kolesa je sieť lokálne zjemnená. Tvorí ju 221 872 uzlov a 677 065 prvkov.



6.3. Výstupné potrubie

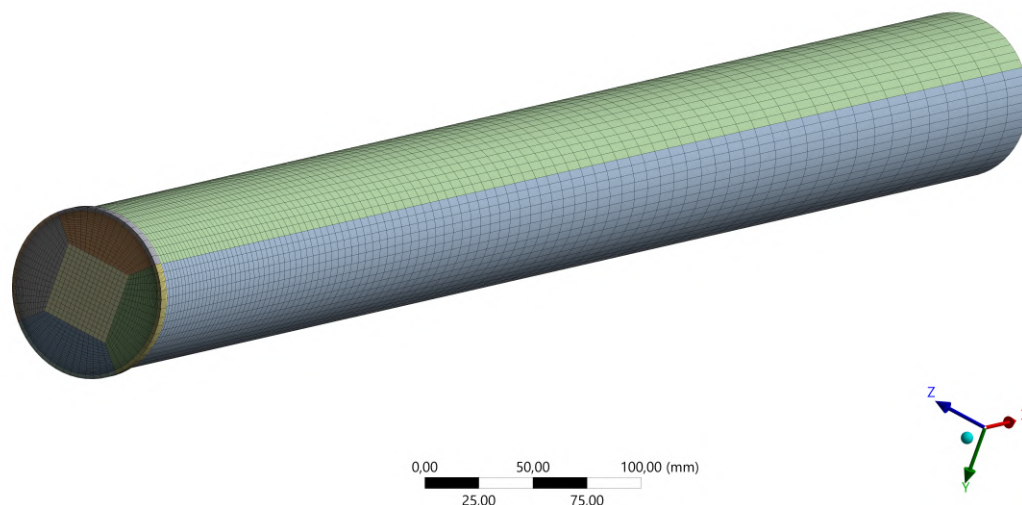
Výstupné potrubie je tvorené troma časťami. Napojenie potrubia na obežné koleso reprezentuje časť na obr. 6.5 naľavo. Súčasťou je zjednodušená matica a plochy, ktoré spájajú táto časť s obežným kolesom a výstupom z tesniaceho kruhu medzidiskového priestoru. Druhou časťou je konfuzorový kus potrubia, ktorý obsahuje dvojstupňové rebro slúžiace k potlačeniu rotačnej zložky rýchlosti na vstupe (na obrázku 6.5 v strede). Z dôvodu zjednodušenia tvorby siete boli zanedbané rádiusy na votknutí rebra k potrubiu, avšak ostatné zaoblenia boli zachované. Dĺžka tejto časti je 60 mm, pričom menší priemer je 80 mm a väčší 100 mm. Posledná časť je priame potrubie s dĺžkou 800 mm. Prvých 5 mm potrubia od napojenia je na rovnakom priemere, a následne sa priemer zmenšuje na 76,6 mm.

ANSYS
2019 R3
ACADEMIC



Obr. 6.5: Dekompozícia výstupného potrubia

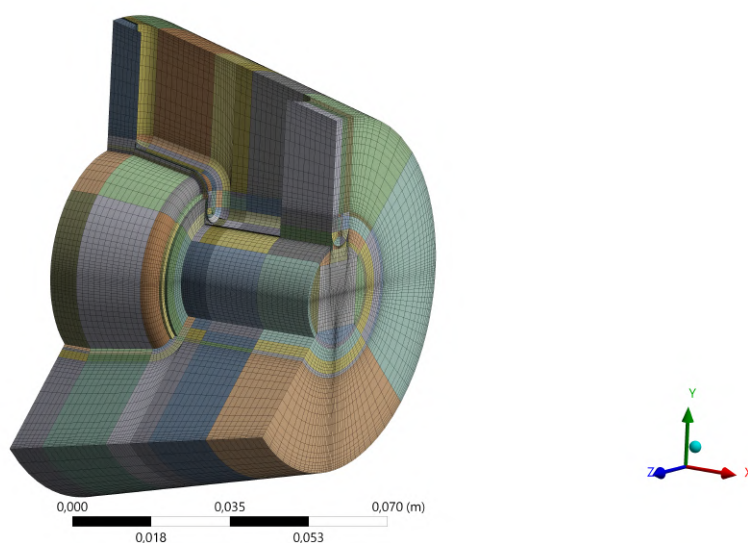
Výpočtová sieť bola vytvorená v programe Ansys Mesh. Všetky časti výstupného potrubia sú vysieťované štruktúrovanou sieťou s hexahedrálmi, a teda bolo nutné najprv vytvoriť dekompozíciu každej časti.



Obr. 6.6: Výpočtová sieť priamej časti výstupného potrubia

Sieť priamej časti potrubia je z hľadiska dekompozície najjednoduchšia. Smerom k stenám je sieť zjemnená. Taktiež je zjemnená v smere prúdenia kvapaliny v čerpadlovom režime, resp. v smere $+Z$ podľa globálneho súradnicového systému. Výsledná sieť je tvorená 149 576 uzlami a 144 600 prvkami.

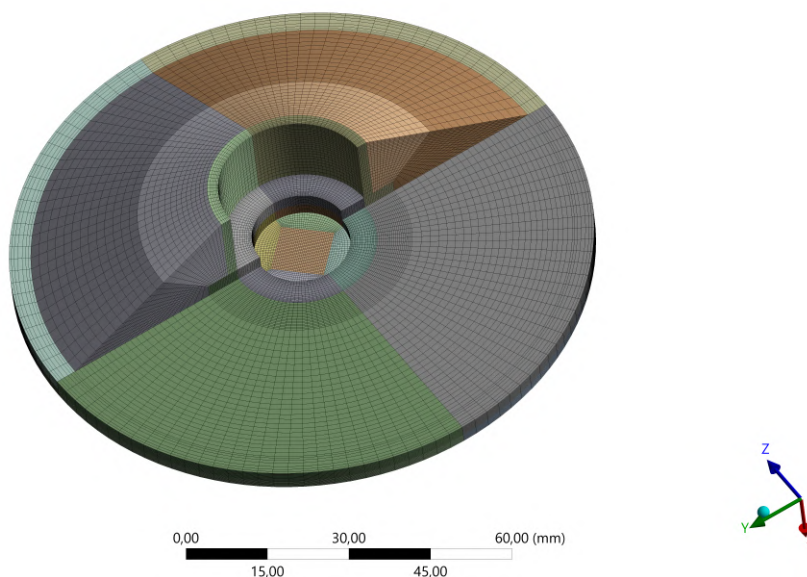
Druhá časť s rebrom bola z pohľadu dekompozície náročnejšia. Sieť je zjemnená smerom k stenám, a taktiež smerom k rebro, aby bolo možné dosiahnuť dobrú hodnotu parametru y^+ . Nakoľko pôvodná geometria obsahuje viacero komplikovaných zaoblení, bolo obtiažne dosiahnuť dobrú hodnotu parametru šikmosti (z ang. skewness), ktorá lokálne dosahuje až 0,95, pričom odporúčaná maximálna hodnota je 0,8. Avšak po kontrole reziduálov vyšlo najavo, že v týchto miestach siete nie sú reziduály abnormálne vysoké, a je možné usúdiť, že vplyv tejto skutočnosti na výsledky je zanedbateľný. Sieť má celkovo 448 267 uzlov a 434 366 prvkov.



Obr. 6.7: Detail siete konfuzorovej časti výstupného potrubia

6.4. MEDZIDISKOVÉ PRIESTORY

Poslednou časťou je objem spájajúci predošlú časť a obežné koleso. Zaoblenia v oblasti matice boli zanedbané. Táto sieť má 332 891 uzlov a 319 800 prvkov.



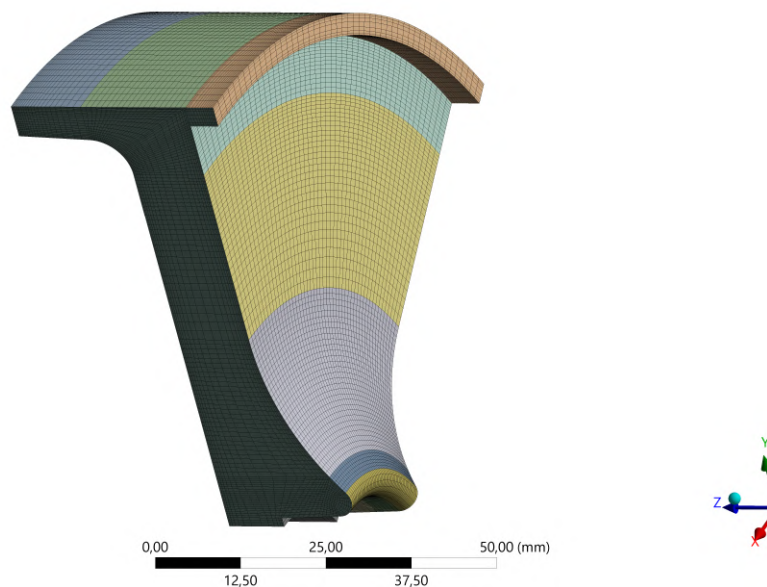
Obr. 6.8: Detail siete kuželovitej časti

6.4. Medzidiskové priestory

Medzidiskové priestory sú súčasťou kompletnej výpočtovej geometrie. Sú tvorené priestorom medzi nosným diskom a skriňou čerpadla, a analogicky krycím diskom a skriňou čerpadla. Tieto priestory vyplnené kvapalinou majú pri prevádzke za následok pokles krútiaceho momentu spôsobený prídavnými účinkami kvapaliny na rotujúce teleso, a taktiež objemové straty priesakom skrz tesniacu škáru. Úzko súvisia s tvorbou axiálnej sily pôsobiacej na obežné koleso, a tak ak je požiadavka na predikciu axiálnej sily pomocou CFD výpočtu, musia byť tieto priestory vždy zahrnuté vo výpočtovej doméne. V týchto priestoroch sa taktiež môžu vyskytovať víry spôsobené nerovnomerným rozložením tlaku a rýchlosti v objeme kvapaliny. Geometria bola vytvorená z meridiálneho rezu čerpadla v programe Autodesk Inventor. Oba siete boli vytvorené v programe Ansys Mesh.

6.4.1. Priestor pri nosnom disku

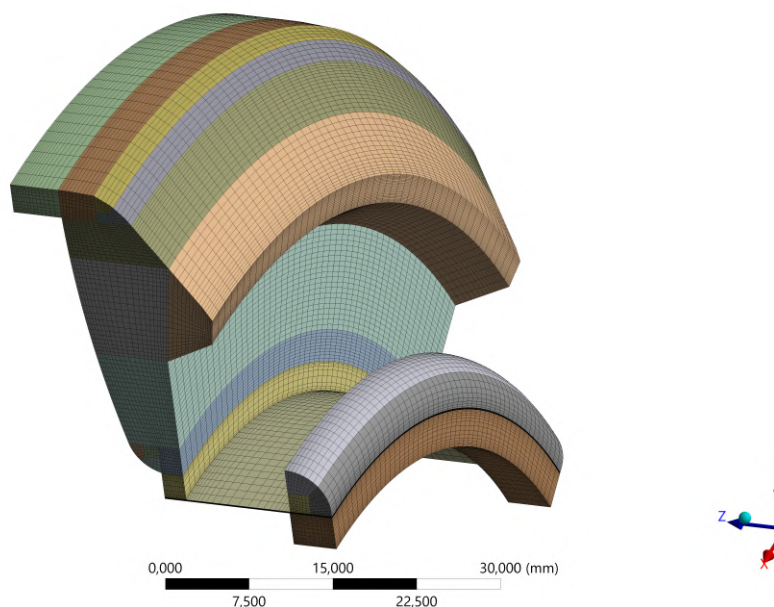
Za pomoci dekompozície na menšie časti bola vytvorená štruktúrovaná sieť tvorená hexahedrálmi prvkami. Sieť bola zjemňovaná smerom k stene, pričom cieľom bola veľkosť prvej bunky pri stene o veľkosti 0,2 mm. V priestore pri nosnom disku nie je tesniaca škára, avšak nachádza sa tu hriadeľová upchávka, cez ktorú presakuje kvapalina, a teda dochádza k objemovej strate. V rámci zjednodušenia bola hriadeľová upchávka zanedbaná. Z dôvodu prvotných výpočtov na overenie funkčnosti a správnosti výsledkov ktoré boli stacionárne a využívali podmienku periodicity, sú oba medzidiskové priestory vysieťované ako 1/6 celku. Ako celok má táto sieť 1 019 592 uzlov a 945 600 prvkov.



Obr. 6.9: Výpočtová sieť 1/6 celkového objemu medzi nosným diskom a skriňou čerpadla

6.4.2. Priestor pri krycom disku

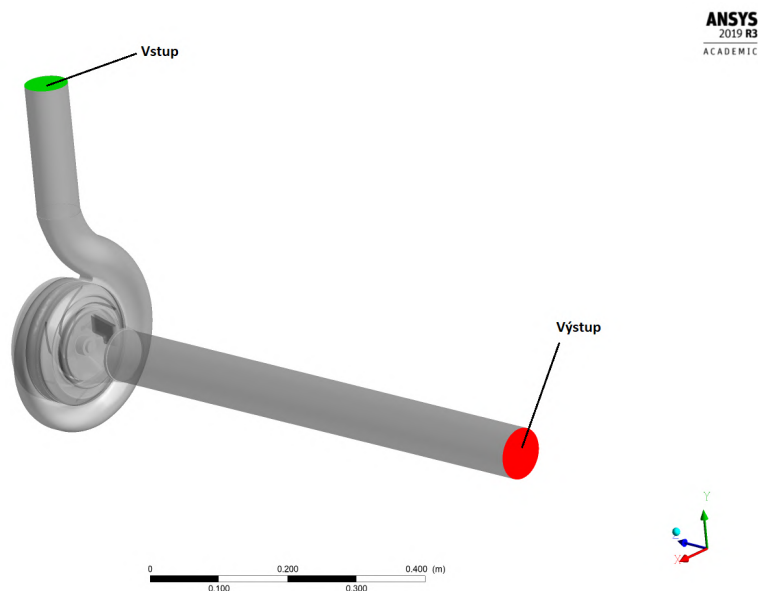
Výpočtová sieť je taktiež štruktúrovaná a tvorená hexahedrálmi, s približne rovnakou veľkosťou prvej bunky pri stene ako v prípade siete pre medzidiskový priestor pri nosnom disku. Rozdiel je v prítomnosti tesniacej škáry o dĺžke 10 mm a hrúbke 0,15 mm, pričom táto škára je tvorená desiatimi vrstvami, a veľkosť prvej bunky pri stene je zhruba 0,01 mm. Celá výpočtová sieť má 989 604 uzlov a 911 100 prvkov.



Obr. 6.10: Výpočtová sieť 1/6 celkového objemu medzi krycím diskom a skriňou čerpadla

7. Okrajové a počiatkové podmienky výpočtu

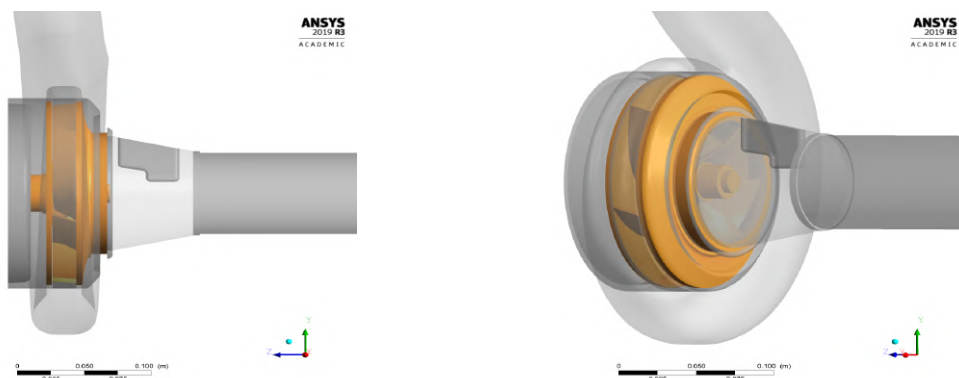
Ako už bolo spomenuté v kapitole 4, numerický model výpočtu pozostáva z parciálne diferenciálnych rovníc. Na dosiahnutie riešenia je nutné nadefinovať okrajové a počiatkové podmienky, čo samozrejme platí aj pre prípad riešený v tejto práci. Typicky sa okrajové podmienky zadávajú na vstup a výstup z výpočtovej domény.



Obr. 7.1: Okrajové podmienky na vstupe a výstupe z domény

Na vstupe je definovaná okrajová podmienka hmotnostného prietoku, pričom bola zvolená stredná hodnota intenzity turbulencie 5 %. Na výstupe z výpočtovej domény je tlaková okrajová podmienka, pričom hodnota nerovnomernosti tlakového poľa bola taktiež nastavená na 5 %. Pre rozbeh sú hodnoty predpisované do jednotlivých okrajových podmienok premenné v čase, čo bude bližšie rozobrané v podkapitolách nižšie.

Okrem okrajových podmienok na vstupe a výstupe je nutné predpísať otáčky všetkým neprietočným plochám, ktoré vykonávajú rotáciu. To zahŕňa steny obežného kolesa, maticu uchytenia a steny medzidiskových priestorov naväzujúce na krycí, respektíve nosný disk. Tieto plochy sú označené oranžovou farbou na obrázkoch nižšie. Všetky ostatné neprietočné plochy sú nastavené ako hladká stena s protišmykovou podmienkou.



Obr. 7.2: Rotujúce steny zvýraznené v geometrii oranžovou farbou

Výpočty boli vykonané ako tranzientné, čo spočíva vo výpočte riešenia pre mnoho diskretných bodov v čase. Každý tento bod musí skonvergovať k riešeniu, pričom počet iterácií k tomu potrebných je vyjadrený koeficientovými slučkami (z ang. *coefficient loops*). Počet týchto slučiek bol predpísaný na maximálnu hodnotu 5, čo v podstate znamená, že každý časový krok by mal skonvergovať do piatich vnútorných iterácií. Ak by riešenie nekonvergovalo počas piatich vnútorných iterácií, je potrebné zmenšiť časový krok.

Voľba časového kroku bola na začiatku výpočtu rozbehu čerpadla zvolená tak, aby zachytávala pootočenie rotoru o 3° . Kvôli časovej náročnosti bol neskôr počas výpočtu časový krok zmenený na hodnotu, ktorá zachytáva pootočenie o 4° . Táto zmena sa odohrala v 49. sekunde výpočtu, kedy boli otáčky už konštantné a nemenili sa. Najmenší časový krok pri otáčkach $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ je $\Delta t = 0,00037 \text{ s}$. Najväčší časový krok je na začiatku, kedy sú predpísané otáčky takmer nulové, a dosahuje hodnotu $\Delta t = 0,05 \text{ s}$.

Geometria je spojená rozhraniami, ktoré prenášajú výpočtové informácie a parametre. Rotujúce časti výpočtovej siete sú spojené funkciou *Transient Rotor Stator*. Všetky ostatné rozhrania sú nadefinované pomocou funkcie *GGI* (skratka General Grid Interface), ktorá umožňuje spájať siete, ktoré nemajú na spájanom rozhraní rovnaké rozloženie uzlov.

Inicializácia výpočtu je definovaná počiatočnými okrajovými podmienkami. Tými sú tlak získaný z merania na výstupe z čerpadla a nulové zložky rýchlosti.

Konvekčná schéma vystihuje spôsob, ako je numericky modelovaný konvektívny člen rovnice 4.2. Zvolené boli vyššie rády presnosti, t.j. *High Resolution*, pričom sa jedná o kombináciu 1. a 2. rádu presnosti v závislosti na miere konvergenzie s maximálnym využitím 2. rádu. 1. rád presnosti je použitý v miestach siete s horšou konvergenciou. Pre turbulentné veličiny bolo nastavenie rovnaké.

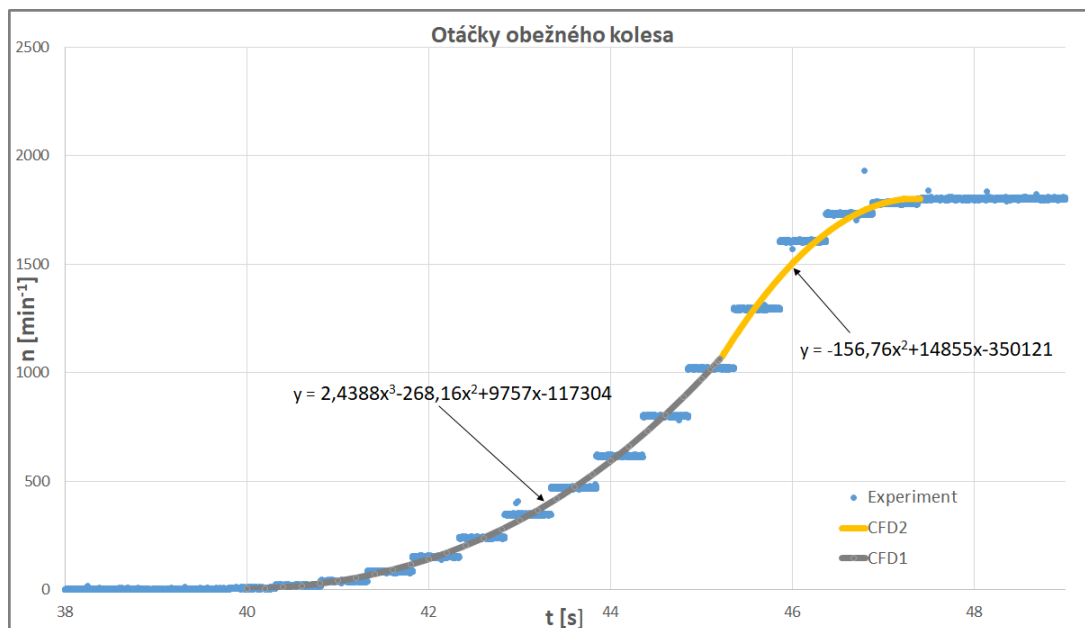
Použitie médium je voda o teplote 25°C a hustote $995,63 \text{ kg.m}^{-3}$.

Každých $t = 0,5 \text{ s}$ boli zapisované medzivýsledky, ktoré boli následne využité na vizualizáciu.

7.1. Rozbeh

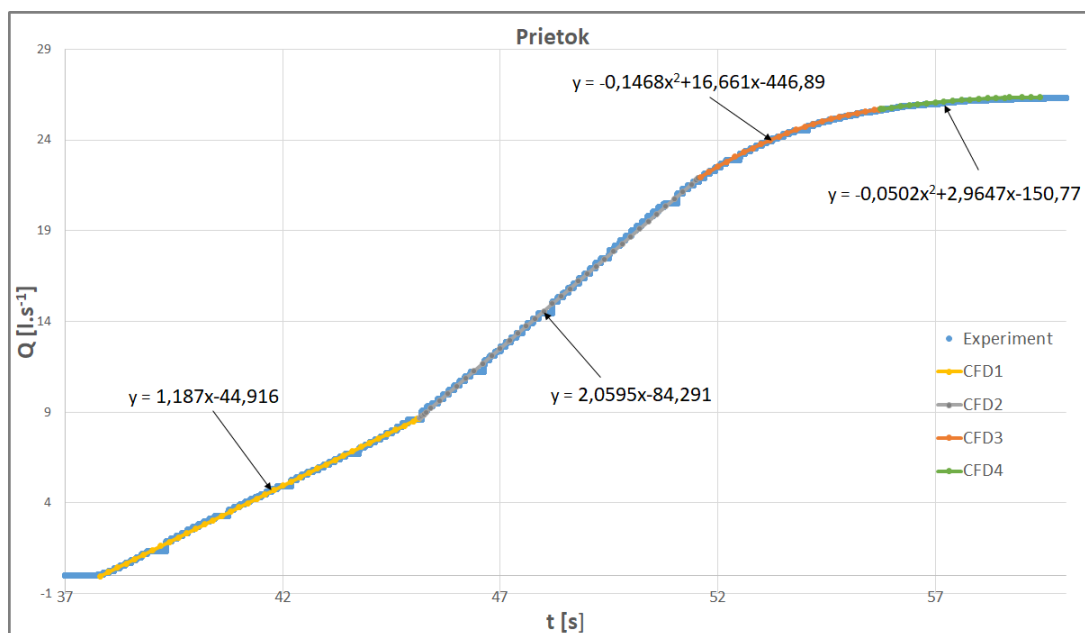
Aby bolo možné nasimulovať rozbeh, je nutné meniť okrajové podmienky v čase. Súbor dát nameraných počas experimentu je preložený krivkami, ktoré odpovedajú priebehu otáčok, ktoré boli zadávané do CFX. Otáčky je možné rozdeliť na 2 časti, ktoré popisujú rovnice viditeľné v grafe na obrázku 7.3 nižšie. Zadávané otáčky sú aproximáciou reálneho priebehu, a vnášajú do výpočtu chybu.

7.1. ROZBEH



Obr. 7.3: Graf priebehu otáčok počas experimentu a priebehy zadávané ako OP

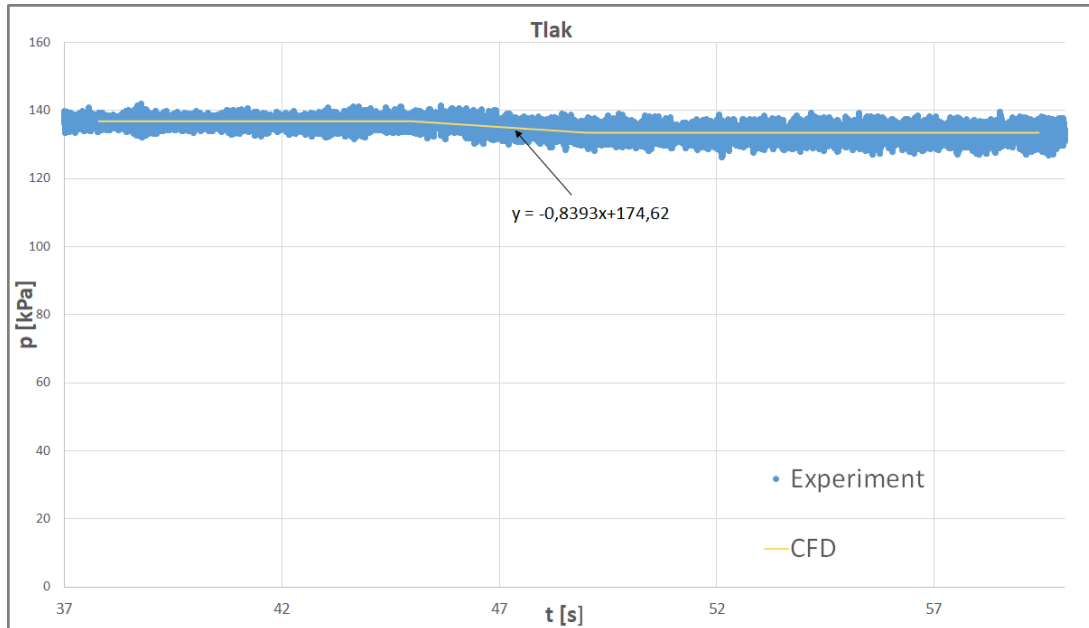
To isté platí pre prietok, ktorý bolo nutné rozdeliť na 4 samostatné časti z dôvodu adekvátnej aproximácie, viď obrázok 7.4.



Obr. 7.4: Graf priebehu prietoku počas experimentu a priebehy zadávané ako OP

Posledná premenná okrajová podmienka je tlak na výstupe. Z priebehu tlaku, viď obrázok 7.5, na snímači 1 vidno mierny pokles v strednej hodnote tlaku, čo je spôsobené zvyšovaním prietoku skrz čerpadlo a následným poklesom tlaku. Je teda vhodné uvažovať o výstupnej okrajovej podmienke podobne, a nepredpisovať ju ako konštantný tlak, ale ako zmenu v čase.

Prostredie Ansys CFX umožňuje definíciu „Výrazov“ (z ang. Expressions), v ktorých je možné zakomponovať podmienku IF. Tieto výrazy boli následne pridelené jednotlivým



Obr. 7.5: Graf priebehu tlaku získaný z tlak. snímača p1 a priebeh zadávaný ako OP

časťam domény, napríklad otáčky predpísané obežnému kolesu. Je teda možné predpisovať priebehy a plynúje ich meniť podľa toho, v akom čase sa výpočet nachádza.

7.2. Nastavenie riešiča Ansys CFX

Jeden z najdôležitejších krokov celého výpočtu je výber modelu turbulencie. Pre tento prípad bol vybraný dvojrovnícový model $k - \epsilon$, s využitím stenovej funkcie Scalable. Na to, aby bolo možné využiť tento model turbulencie je nutné najprv posúdiť hodnotu parametru y^+ , ktorý vystihuje bezrozmernú kolmú vzdialenosť od obtekaného povrchu. Člen y [m] vystihuje vzdialenosť k najbližšej stene, u_T [$m \cdot s^{-1}$] treciu rýchlosť a ν [$m^2 \cdot s$] lokálnu kinematickú viskozitu.

$$y^+ = \frac{y \cdot u_T}{\nu} \quad [-] \quad (7.1)$$

Model turbulencie $k - \epsilon$ je možné využiť vtedy, ak stredná hodnota parametru y^+ na stenách výpočtovej domény patrí do intervalu 20 až 200, pričom mierna odchýlka je prípustná.

Obežné koleso dosahuje strednú hodnotu $y^+ = 17$, pričom maximum sa nachádza na ostrej nátokovej hrane lopatky, a dosahuje hodnotu 80.

U špirály je maximum dosiahnuté na nose špirály, s hodnotou $y^+ 68$, pričom stredná hodnota v tejto časti domény je 37.

V rovnej časti výstupného potrubia je stredná hodnota $y^+ = 95$, pričom maximum dosahuje 518. Táto hodnota je na ostrej hrane zmeny priemeru potrubia, a má lokálny charakter. Z tohoto dôvodu by nemala mať na výsledky vplyv. V časti s rebrom je stredná hodnota $y^+ = 115$, a maximum 444. Opäť, táto vysoká hodnota má lokálny charakter, a nachádza sa na nábežnej hrane rebra. Na náboji uchytenia obežného kolesa je stredná hodnota $y^+ = 36$, s lokálnym maximom 131.

7.2. NASTAVENIE RIEŠIČA ANSYS CFX

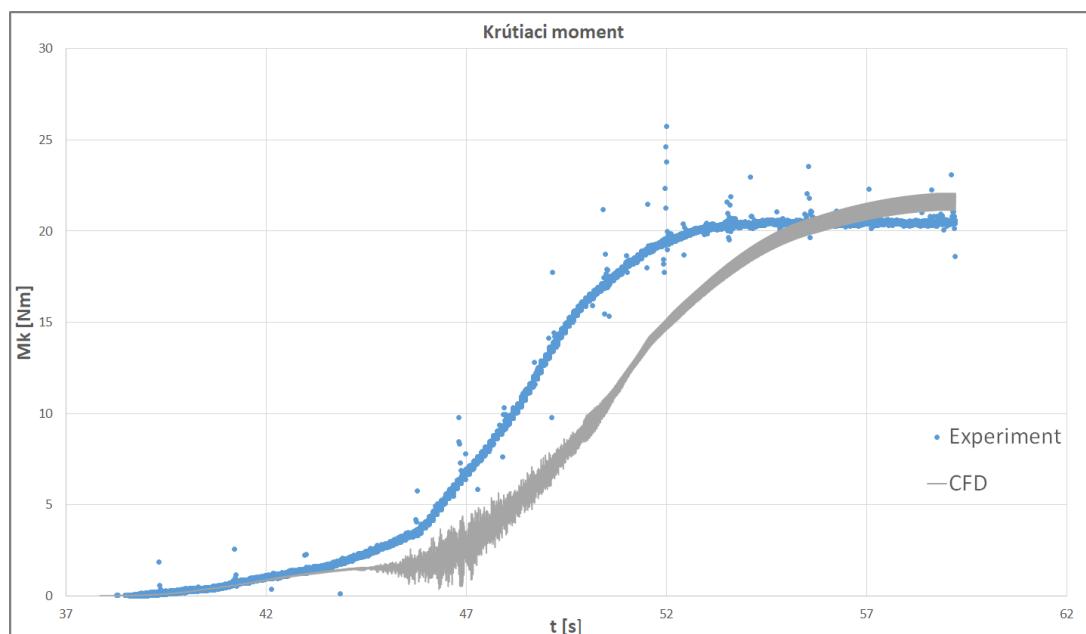
U medzidiskových priestorov je dosiahnutá stredná hodnota veľmi podobná, a to $y^+ = 48$ pri nosnom disku, respektíve $y^+ = 47$ pri krycom disku. Maximum je dosiahnuté v medzidiskovom priestore pri nosnom disku, a to 207. Táto oblasť sa nachádza na vonkajšom priemere tohto medzidiskového priestoru, na stene zdieľanej s rotujúcim obežným kolesom. Zároveň sa v blízkosti nachádza nos špirály.

8. Výsledky výpočtov a porovnanie s experimentom

Na vyhodnocovanie výpočtov a adekvátne porovnanie s experimentom boli sledované základné výkonnostné parametre stroja. Z ich priebehu je možné vypozerovať oblasti, ktoré môžu byť sprevádzané nežiaducimi javmi. Cieľom je odhaliť časové pásma počas rozbehu a im odpovedajúce prevádzkové parametre, kedy dochádza k dynamickým javom.

8.1. Krútiaci moment

Krútiaci moment, ktorý čerpadlo v turbínovom režime generuje, postupne narastá až pokým sa neustáli na konečnej hodnote. Z priebehu krútiaceho momentu nameraného počas experimentu na obrázku 8.1 nižšie je možné vypozerovať miernu zmenu priebehu zhruba v čase $t = 45,8$ sekúnd. CFD simulácia spočiatku verne napodobňuje experimentálne dáta, no v $t = 43,2$ sekúnd nastáva odklon od krivky experimentu. Následne v čase od 45 do 50 sekúnd krútiaci moment kolísava. Oscilácie v zázname z experimentu nie sú viditeľné, pretože snímač krútiaceho momentu má malú vzorkovaciu frekvenciu, narozdiel od malého časového kroku v CFD. Amplitúda sa zväčšuje zhruba do $t = 47$ sekúnd, a následne sa znižuje. Toto zistenie indikuje výskyt nestacionarít, ktoré boli aj potvrdené, čo bude bližšie priblížené v kapitole vizualizácie.



Obr. 8.1: Graf priebehu krútiaceho momentu

Oblasť v ktorej krútiaci moment kolísava odpovedá zmene prietoku z $8,5 \text{ l.s}^{-1}$ na $18,6 \text{ l.s}^{-1}$. To odpovedá zmene z $0,32 \cdot Q_{opt}$ na $0,71 \cdot Q_{opt}$. To sú hodnoty relatívne ďaleko od optimálneho prietoku, a takéto správanie bolo možné očakávať.

Otáčky sa za tú dobu zmenia zo zhruba 972 min^{-1} na 1800 min^{-1} . Maximálne otáčky sú dosiahnuté v čase $t = 47,222 \text{ s}$, a zhruba od tohto času je viditeľné zmiernenie kolísania krútiaceho momentu.

8.2. ÚČINNOST'

Aj keď si krivky oboch získaných dátových súborov relatívne odpovedajú svojím sklonom, takmer počas celého rozbehu stroja je krútiaci moment získaný z CFD výpočtu nižší. Jeden z dôvodov môže byť voľba modelu turbulencie $k - \epsilon$, ktorý je sa nehodí pre silne zavírené prúdenie, ktoré pravdepodobne nastáva v lopatkovom kanáli. Vyššia hodnota krútiaceho momentu na konci rozbehu je spôsobená zanedbaním časti medzidiskového priestoru pri nosnom disku, ktorý obsahuje hriadeľovú upchávku, a stratou v ložiskách.

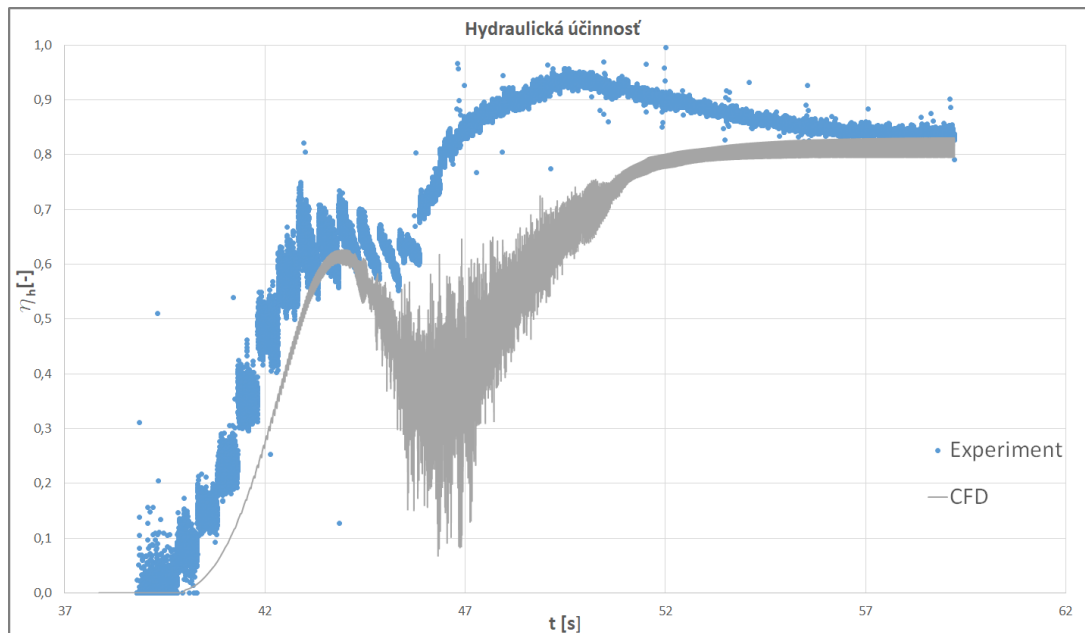
8.2. Účinnosť

Účinnosť získaná výpočtom v programe Ansys CFX je hydraulická, a teda neuvažuje mechanické straty. Nameraná účinnosť je naproti tomu celková, a je ju nutné najprv prepočítať na hydraulickú, aby ju bolo možné porovnávať s hodnotou získanou z CFD. Na tento prepočet existuje rada vzťahov, no najbežnejšie sa používa vzťah na prepočet účinnosti podľa Wislicena [9]:

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - 0,02 \div 0,04 \quad [-] \quad (8.1)$$

Vzorec na prepočet berie do úvahy veľkosť obežného kolesa čerpadla. Hodnota člena napravo je volená, pričom pre veľké čerpadlá sa odporúča zvoliť 0,02, a naopak pre malé 0,04. Priemer obežného kolesa čerpadla rozoberaného v tejto práci je 174 mm, čo odpovedá malému čerpadlu. Skutočnosť že táto hodnota je volená subjektívne zatažuje výsledky chybou a je potrebné to brať na vedomie.

Účinnosť získaná z experimentu bola prepočítaná na hydraulickú, a vynesená do grafu spoločne s účinnosťou získanou CFD výpočtom.



Obr. 8.2: Graf priebehu účinnosti

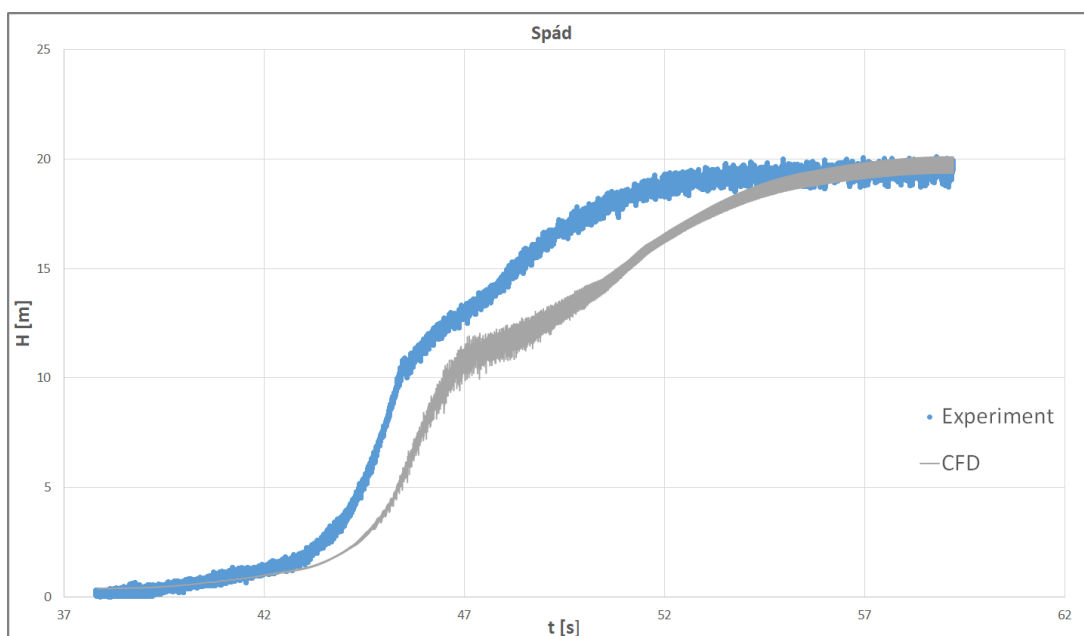
Z grafu na obrázku 8.2 vyššie je možné vidieť, že priebeh účinnosti získanej z CFD počas rozbehu sa mierne líši od nameraného priebehu z experimentu. Približuje sa až na konci simulácie, kedy sa čerpadlo dostáva do ustáleného režimu. Počas rozbehu dochádza k prepadu účinnosti v rovnakom časovom intervale, v akom dochádza aj ku kmitaniu

krútiaceho momentu. To odpovedá realite, nakoľko krútiaci moment je v čitateli vzťahu pre výpočet účinnosti čerpadla v turbínovom režime. Tento prepad je však oproti experimentálnej krivke mierne oneskorený a markantnejší, čo je spôsobené prejavom neistôt viacerých parametrov.

Čím sa naopak simulácia nezhoduje s experimentálnymi dátami je bod maximálnej účinnosti. Z nameraných dát je viditeľné, že maximálna účinnosť je dosiahnutá ešte pred ustálením na optimálnych otáčkach a prietoku. CFD simulácia má naproti tomu maximum na konci priebehu.

8.3. Spád na turbínu

Metodika vyhodnocovania spádu sa zhoduje pre oba prípady. V kapitole 5 je zdokumentované rozmiestnenie tlakových snímačov. Pred aj za čerpadlom boli umiestnené kolektory tlaku, ktoré pozostávajú zo 4 odberových miest, ktoré sú následne spriemerované. To bolo napodobnené aj v definícii výpočtu. Tento prístup zaručuje rovnaké podmienky.



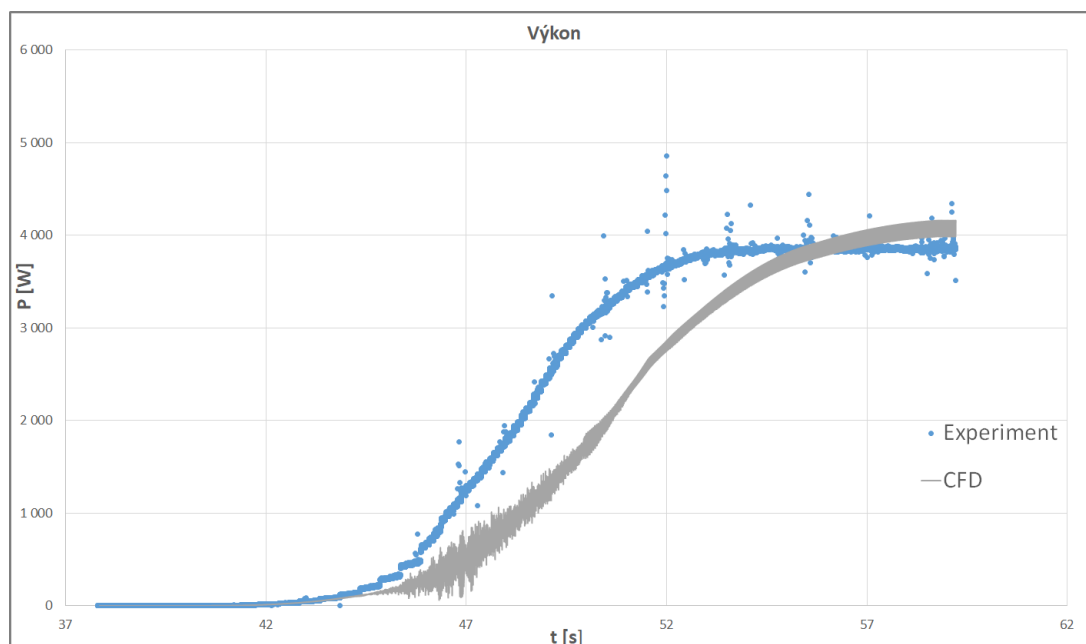
Obr. 8.3: Graf priebehu spádu

Ako je vidieť na obrázku 8.3 vyššie, pri spáde je viditeľný podobný trend ako pri krútiacom momente a účinnosti. Krivka hodnôt získaných z CFD má takmer identický tvar, avšak je voči experimentu posunutá. V oblasti okolo 47. sekundy je viditeľný zlom v priebehu, ktorý korešponduje s meraním. Dosiahnutý spád sa relatívne dobre zhoduje s meraním.

8.4. Výkon

Priebeh výkonu sa zhoduje s priebehom krútiaceho momentu, keďže výkon je definovaný otáčkami a krútiacim momentom. Porovnanie priebehu je možné vidieť na obrázku 8.4 nižšie. Pre konečný prietok a otáčky je v meraní dosahovaný výkon 3,8 kW a výkon získaný CFD simuláciou je mierne vyšší, čo reflektuje krútiaci moment.

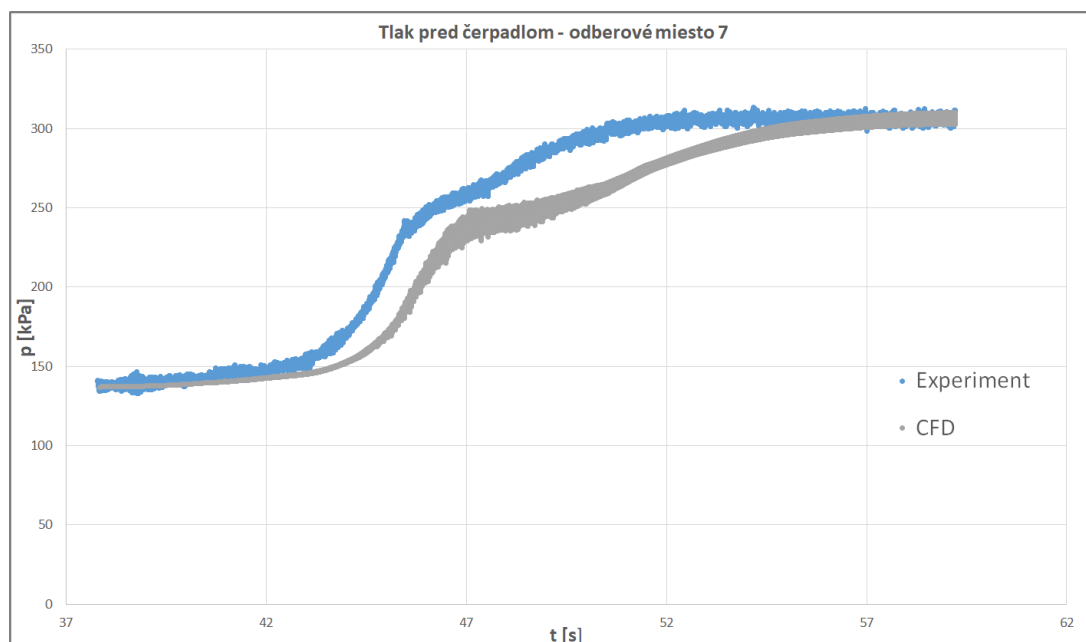
8.5. TLAK PRED A ZA ČERPADLOM



Obr. 8.4: Graf priebehu výkonu

8.5. Tlak pred a za čerpadlom

Pred a za čerpadlom bol počas experimentu aj CFD simulácie sledovaný tlak. Na obrázku 8.5 nižšie je porovnanie priebehu tlaku pred čerpadlom (v turbínovom smere). Tento merací bod bol označený indexom 7.

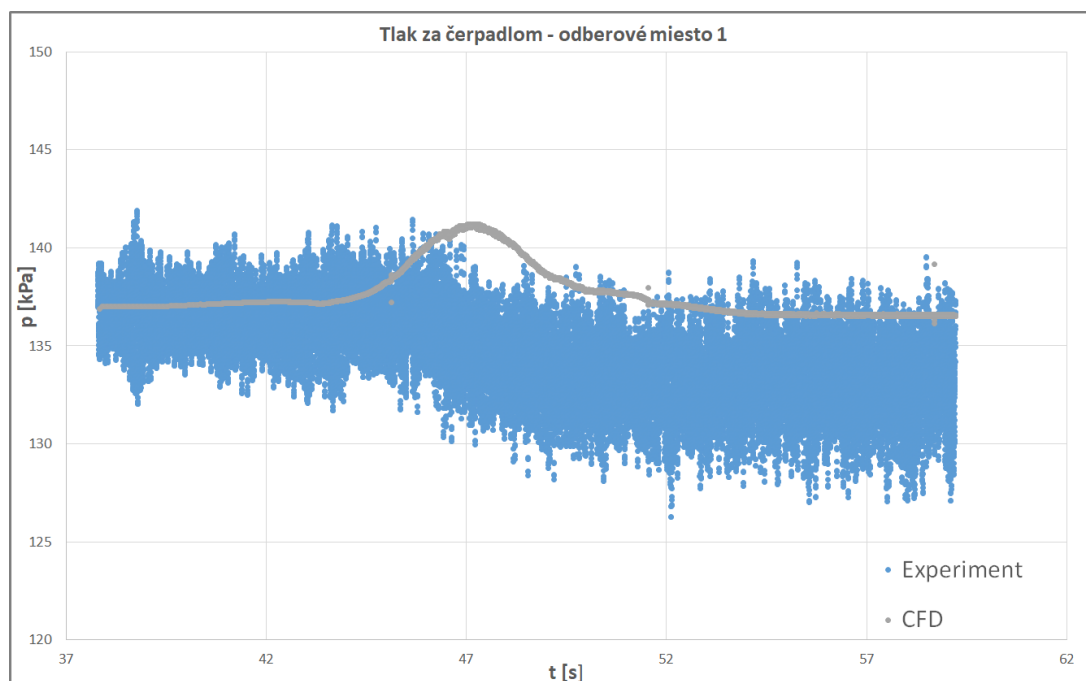


Obr. 8.5: Graf priebehu tlaku p_7

Na prvý pohľad je zrejmé, že priebeh tlaku sa zhoduje s priebehom spádu na turbínu. To nie je prekvapením, keďže spád na turbínu je dopočítaný z rozdielu tlaku pred a za strojom. Mierny posuv v čase oproti experimentu sa taktiež zhoduje s ostatnými veličinami. Tlak pred čerpadlom dosahuje mierne cez 300 kPa, čomu sa približuje aj hodnota získaná simuláciou. Tento tlak je zároveň najvyšší zo všetkých meracích bodov, čo sú-

hlasí s teoretickým predpokladom. Energia odobraná čerpadlom v turbínovom režime sa prejavuje ako tlaková strata.

Za čerpadlom, v meracom bode ktorý je označený indexom 1 je priebeh odlišný. Pri experimente nedochádza v tomto mieste k nárastu tlaku, ale práve naopak k miernemu poklesu. Tento fakt bol využitý aj na úpravu okrajovej podmienky výpočtu, čo bolo priblížené v predošlej kapitole. Počas simulácie tu dochádza k miernemu nárastu a následnému poklesu tlaku presne v čase, v ktorom je na okrajovej podmienke nadefinovaný pokles tlaku, viď obrázok 8.6. Vzdialenosť miesta merania od okrajovej podmienky je 60 cm, čo je takmer 10-násobok priemeru výstupného potrubia. Napriek tomu zjavne došlo k ovplyvneniu tlaku v tomto mieste práve použitím premennej premennej okrajovej podmienky.



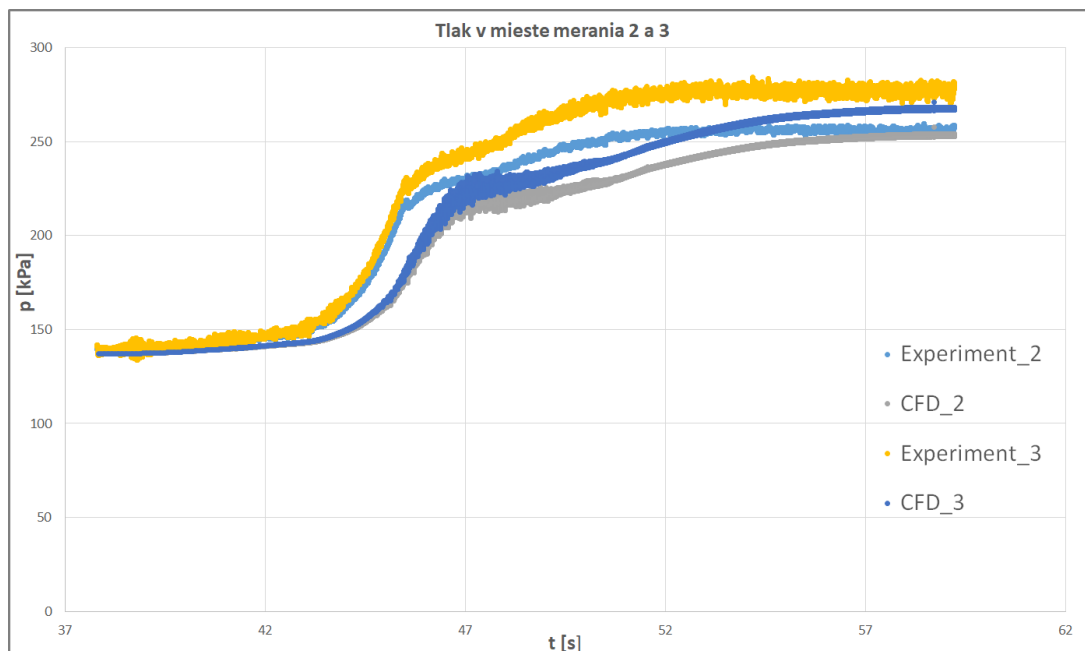
Obr. 8.6: Graf priebehu tlaku p_1

8.6. Tlak v priestore obežného kola

Tlak bol v telese čerpadla meraný na troch miestach, dva v priestore medzidiskového priestoru blízko krycieho disku, označené indexmi 2 a 3. Pri nosnom disku sa nachádza meracie miesto s indexom 4.

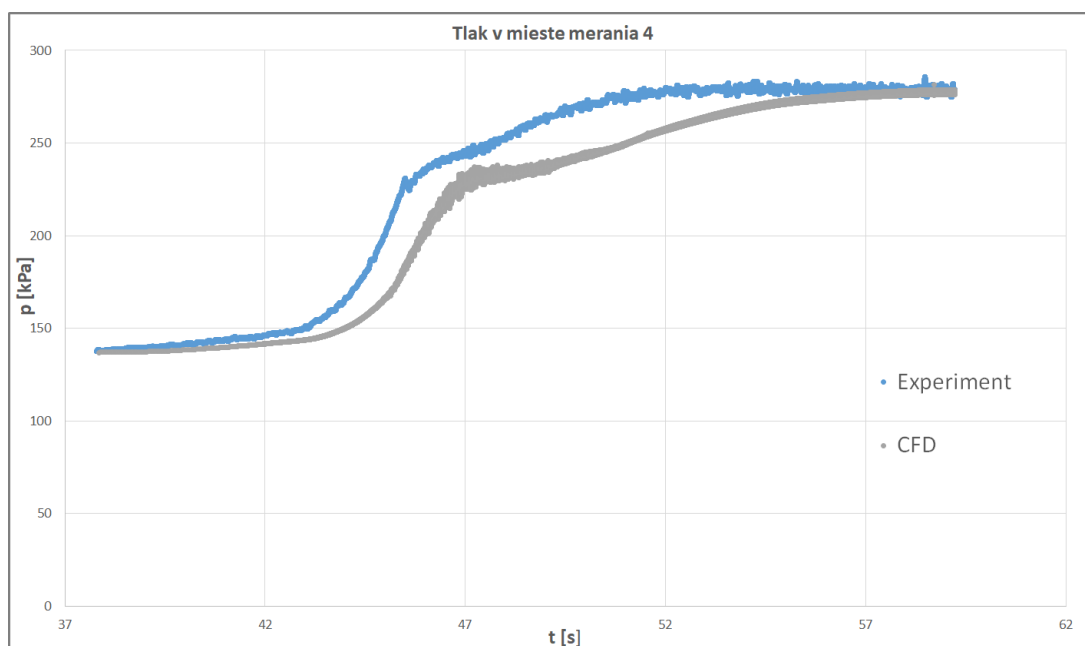
Tlakový odber miesta 3 sa nachádza na polomere o cca 9 mm väčšom než na ktorom je miesto s indexom 2. Tomu odpovedajú aj priebehy tlaku, experimentálny aj získaný výpočtom, ktoré sú viditeľné na obrázku 8.7. Potvrďuje to pokles tlaku v priestore obežného kola v smere zužovania kanálu. Priebeh sa taktiež zhoduje s priebehom pred telesom čerpadla na obrázku 8.5. V prípade tlaku p_3 je viditeľná väčšia odchylka od experimentálnych dát než u tlaku p_2 . To môže byť spôsobené nie ideálne kolmo navíтанou dierou na tlakový odber, čím dôjde k meraniu aj časti dynamického tlaku. Príčinou môže byť aj nepresné odmeranie polohy navíтанej diery.

8.6. TLAK V PRIESTORE OBEŽNÉHO KOLESA



Obr. 8.7: Graf priebehu tlaku p_2 a p_3

Tlak v mieste pri nosnom disku sa nachádza na polomere 87,4 mm, čo vystihujú aj hodnoty tlaku, ktoré sú v tomto mieste zrovnateľné s hodnotami v mieste 3 ktoré boli znázornené na predošlom grafe. Priebeh tlaku p_4 sa zhoduje s experimentom lepšie než tlaky sledované v medzidiskovom priestore pri disku krycom, čo je viditeľné na obrázku 8.8 nižšie.

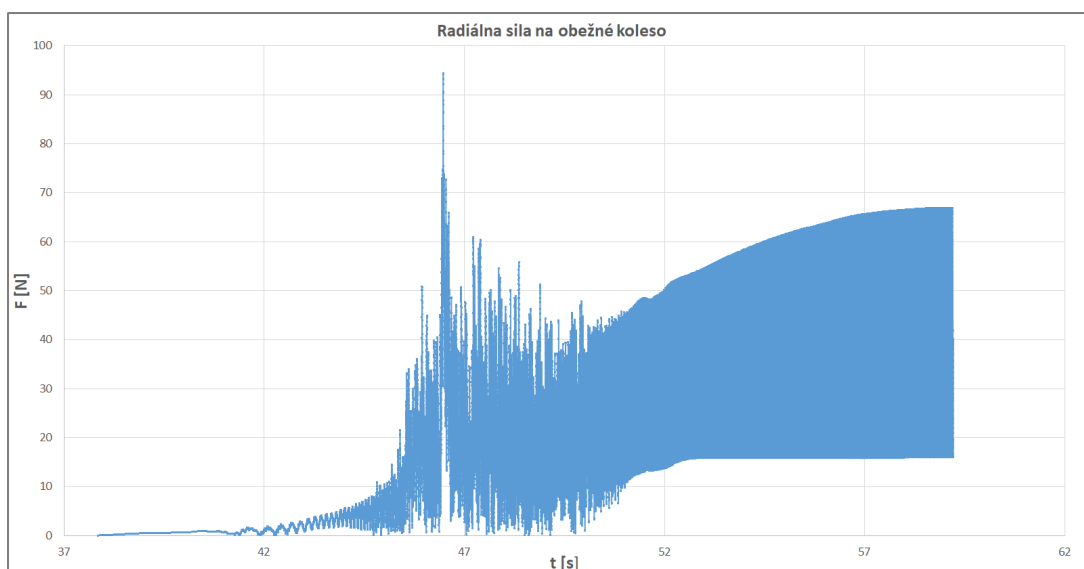


Obr. 8.8: Graf priebehu tlaku p_4

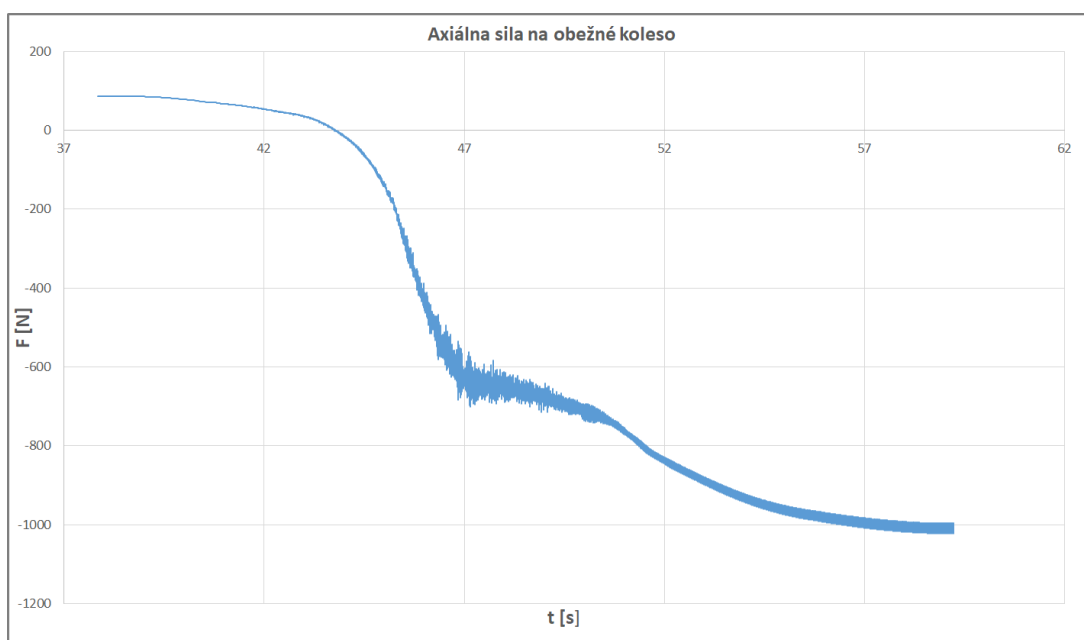
8.7. Sily na obežné koleso

Výhodou nestacionárneho výpočtu v CFD je možnosť analyzovať sily pôsobiace na jednotlivé časti výpočtovej domény, čím je možné nahliadnuť na dynamickú charakteristiku čerpadla v turbínovom režime.

Charakter prúdenia na vstupe do lopatkového kanálu nie je axisymetrický, čoho dôsledkom je nerovnomerné rozloženie tlaku v priestore lopatkového kanálu, ktoré vyvoláva silu pôsobiacu v radiálnom smere. Priebeh tejto sily aj jej jednotlivé zložky je možné vidieť na obrázku 8.9 nižšie.



Obr. 8.9: Graf priebihu radiálnej sily so zložkami



Obr. 8.10: Graf priebihu axiálnej sily

Medzi časom $t = 46 \text{ s}$ a $t = 50,5 \text{ s}$ je priebeh značne kolísavý, následne pokračuje s menšími amplitúdami, avšak vyššou frekvenciou. Z grafu je zrejmé, že počas rozbehu

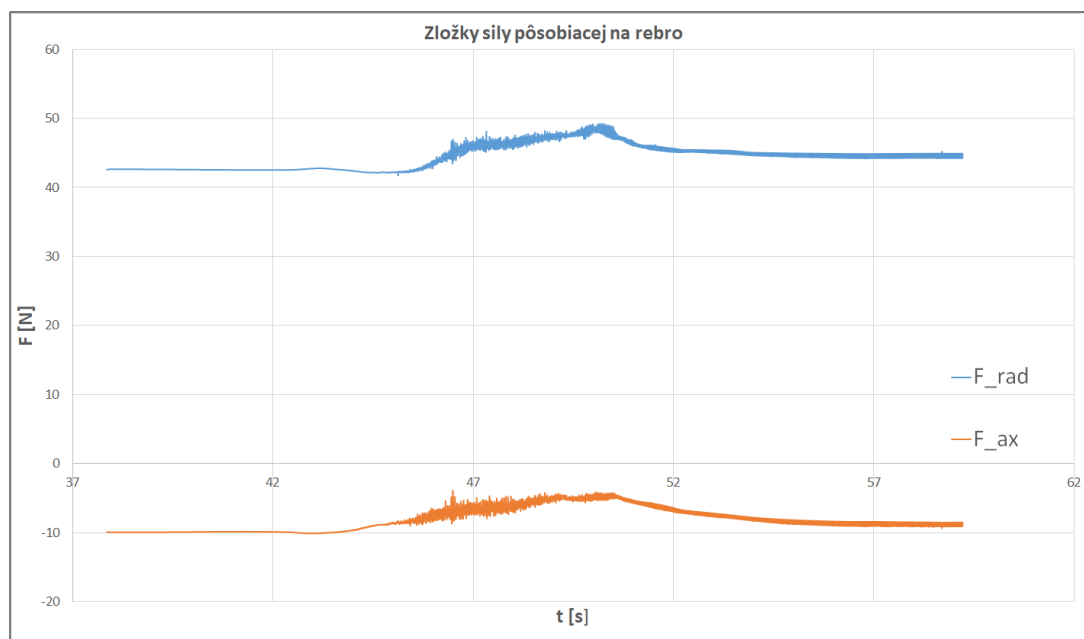
8.8. SILA NA REBRO

dochádza k významnému nárastu radiálnej sily v čase $t = 46,3\text{ s}$, kedy sila presiahne 90 N. Tento výkyv predstavuje viac než 150 % zaťaženie oproti bežnej prevádzke pri ustálených konečných otáčkach a prietoku. To môže spôsobiť kratšiu životnosť ložisiek, a pri častých rozbehoch môže dôjsť k havárii čerpadla spôsobenej zlyhaním ložisiek. Radiálna sila v druhej časti priebehu kmitá s frekvenciou 180 Hz, čo potvrdzuje interakciu medzi rotorom (lopatkami obežného kola) a statorom (nosom špirály) počas prevádzky, viď obrázok 8.17.

Axiálna sila (obrázok 8.10) pôsobiaca na obežné koleso je vyvolaná rozdielom tlakov pred a za obežným kolesom, respektíve medzi medzidiskovými priestormi. Pri krycom disku je veľký tlak do miesta tesniaceho kruhu, zatiaľ čo pri nosnom disku až k hriadieli. Tento rozdiel spôsobuje to, že je obežné koleso tlačené smerom do sania. Maximum dosahuje približne 1000 N. Záporné znamienko u hodnôt v grafe je spôsobené opačnou orientáciou sily oproti kladnému smeru osi Z. Ten je v smere prúdenia pri čerpadlovom režime. Pomerne vysoká hodnota axiálnej sily je spôsobená konfiguráciou obežného kola, ktoré nemá žiadnu úpravu na kompenzáciu axiálnej sily (odstrikovacie lopatky, diery v nosnom disku).

8.8. Sila na rebro

Rebro, ktoré je umiestnené na výstupe z čerpadla v turbínovom režime, predstavuje prekážku prúdu, a je teda silovo namáhané. Oproti obežnému kolesu sú však sily pôsobiace na tento element v potrubí malé, viď obrázok 8.11 nižšie.



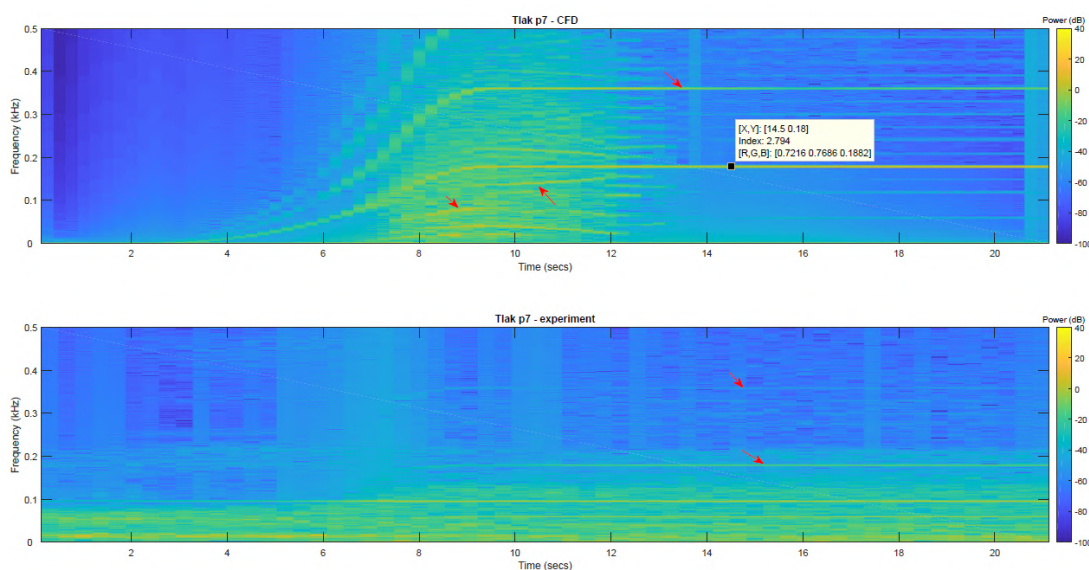
Obr. 8.11: Graf priebehu síl pôsobiacich na rebro

Z grafu je zrejmé, že radiálna zložka sily ktorá pôsobí na rebro je dominantná a v bode maxima takmer 5-krát väčšia. Pokles axiálnej sily počas rozbehu je pravdepodobne spôsobený sťahovaním prúdu do stredu výstupného prúdenia, a naopak zvýšenie radiálnej sily môže byť spôsobené zakrivením prúdu a zavírením za nábežnou hranou rebra.

8.9. Analýza pomocou spektrogramu

Signál získaný z tlakových snímačov je možné spracovať spektrogramom, a získať tak vizuálne znázornenie spektra frekvencií, ktoré signál obsahuje. Je tak možné odhaliť dominantné frekvencie počas rozbehu stroja, a potvrdiť interakciu rotoru so statorom.

Z experimentálnych dát je takto možné spracovať iba priebehy tlaku, pri meraní krútiaceho momentu je vzorkovacia frekvencia príliš malá a teda nepoužiteľná pre túto analýzu. Pri dátach získaných z CFD je nutné ich najprv prevzorkovať, keďže časový krok bol počas výpočtu premenný, a je možné vytvoriť aj spektrogram pre krútiaci moment a sily pôsobiace na obežné koleso a rebro. Stupnica frekvencie bola obmedzená na interval 0 až 0,5 kHz, a farebná schéma vyjadrujúca silu signálu v decibeloch na -120 až 40 (s výnimkou obr. 8.12, kde je obmedzená na -100 až 40). Na spracovanie dát bol využitý program Matlab a jeho zabudovaná funkcia *spectrogram*. Prevzorkovanie CFD dát bolo vykonané s využitím funkcie *interp1*.

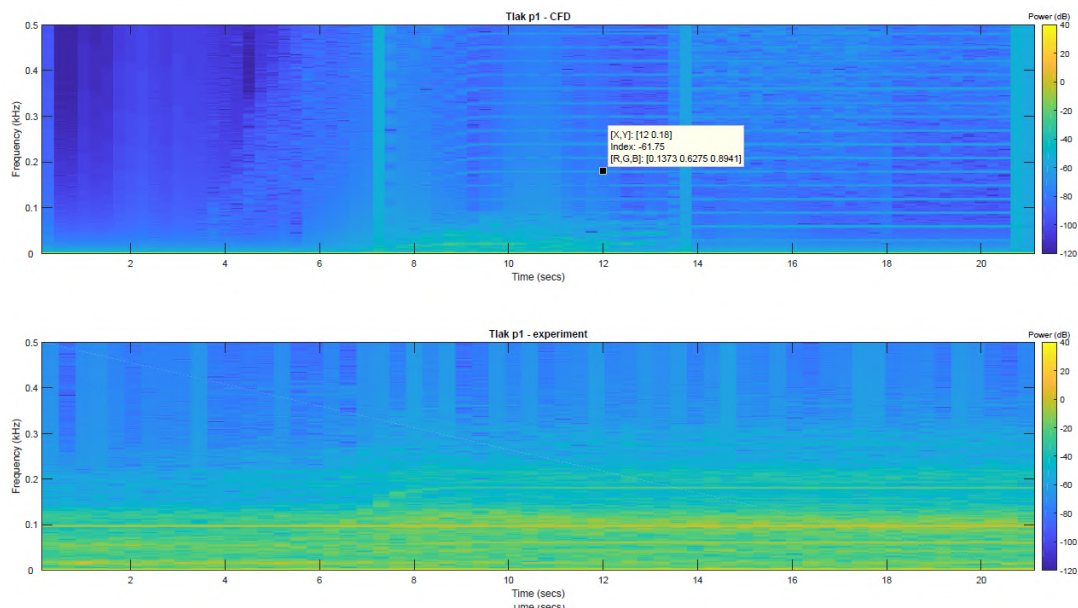


Obr. 8.12: Spektrogramy tlaku pred čerpadlom - CFD a experiment

Zo spektrogramu na obrázku 8.12 vyššie je jasne viditeľná hodnota 180 Hz , čo je lopatková frekvencia obežného kolesa pri ustálených otáčkach 1800 min^{-1} . Pozorovať sa dajú aj násobky tejto frekvencie (na obrázku iba 360 Hz kvôli mierke y-osi). Zaujímavá je časť spektrogramu medzi zhruba 7 a 12 sekundou v prípade CFD, respektíve 5 a 8 sekundou v prípade experimentu. V tejto časti je spektrogram zašumený, čo je viac viditeľné v prípade CFD, a je možné vidieť viacero dominantných frekvencií (viď červené šípky v obrázku). Tieto frekvencie však neodpovedajú otáčkam obežného kolesa, a predstavujú teda frekvenčné budenie spôsobované nestacionárnymi javmi. Po prechode tejto oblasti dochádza k zániku tohoto sekundárneho budenia, čo naznačuje prechod do ustáleného stavu.

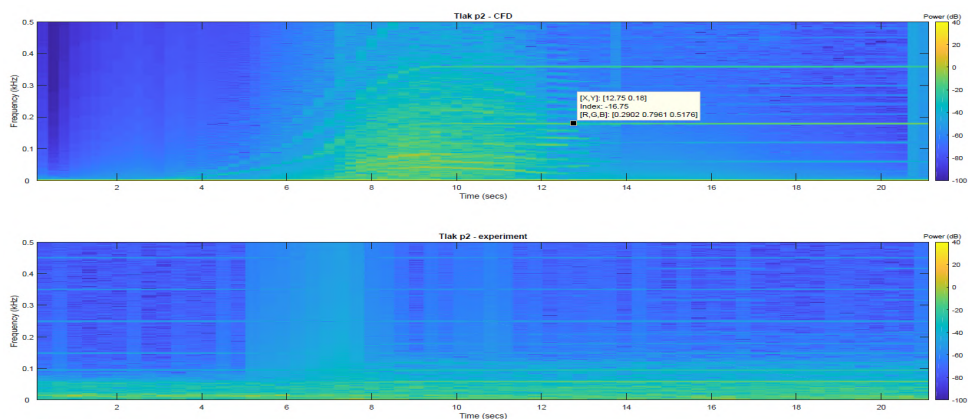
Na obrázku 8.13 nižšie je spektrogram z tlaku za čerpadlom p_1 . V tomto mieste, ktoré je od čerpadla vzdialené, sú tlakové fluktuácie menšie, čo je viditeľné aj na sile signálu podľa farebnej schémy. Na CFD priebehu sú jasne viditeľné vodorovné čiary, ktoré sú násobkami 30 Hz, teda násobkami otáčkovej frekvencie.

8.9. ANALÝZA POMOCOU SPEKTROGRAMU

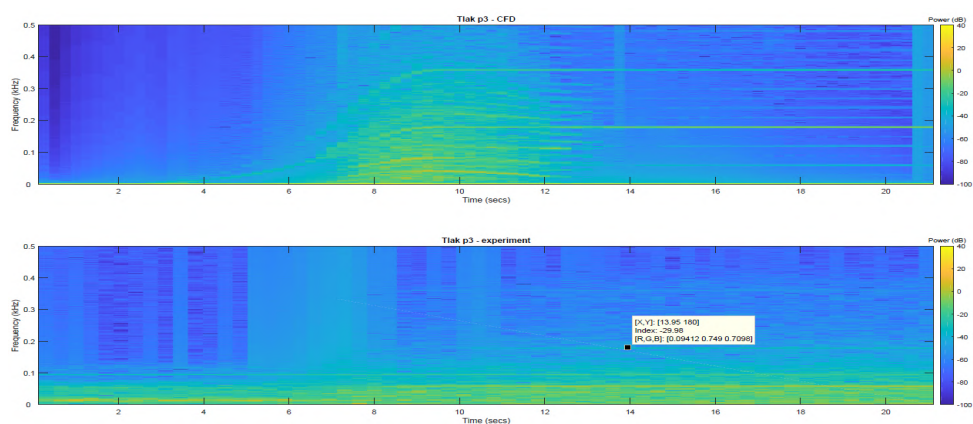


Obr. 8.13: Spektrogramy tlaku za čerpadlom - CFD a experiment

V prípade tlaku v priestoroch obežného kola je situácia podobná, viď spektrogramy na obrázkoch 8.14 a 8.15 nižšie.



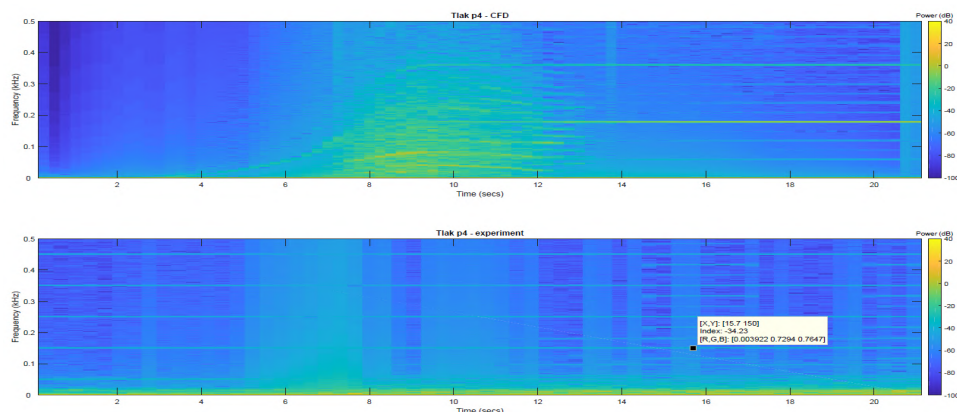
Obr. 8.14: Spektrogramy tlaku p_2 - CFD a experiment



Obr. 8.15: Spektrogramy tlaku p_3 - CFD a experiment

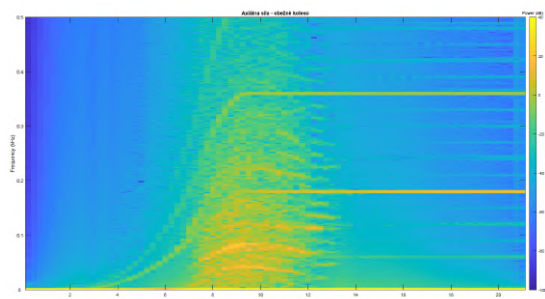
8. VÝSLEDKY VÝPOČTOV A POROVNANIE S EXPERIMENTOM

Na spektrograme (obrázok 8.16) tlaku p_4 z experimentu je možné sledovať zašumenie vplyvom pozadia. Vodorovné čiary, ktoré sú prítomné aj pri stojacom stroji, sú násobkami 50 Hz . S veľkou pravdepodobnosťou je to spôsobené elektromagnetickým poľom produkovaným elektrickými zariadeniami, keďže frekvencia striedavého prúdu v EÚ je 50 Hz .

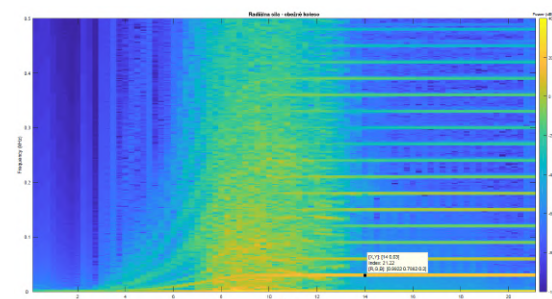


Obr. 8.16: Spektrogramy tlaku p_4 - CFD a experiment

Ako už bolo spomenuté, CFD analýza ponúka možnosť skúmania síl pôsobiacich na jednotlivé komponenty, a tak je možné skrz spektrogram analyzovať aj tieto priebehy, viď obrázky 8.17 a 8.18. Predmetom záujmu je hlavne obežné koleso, avšak pre kompletnosť je zahrnutá aj sila na rebro.

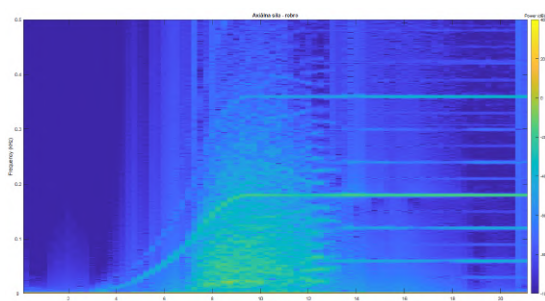


(a) Axiálna sila - OK

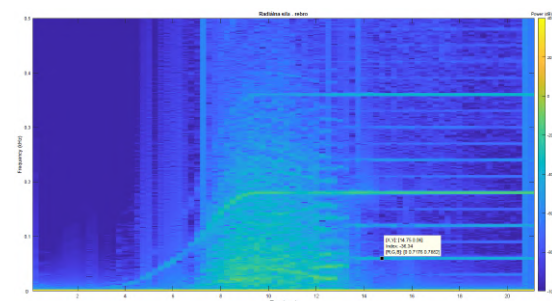


(b) Radiálna sila - OK

Obr. 8.17: Spektrogramy síl pôsobiacich na OK



(a) Axiálna sila - rebro

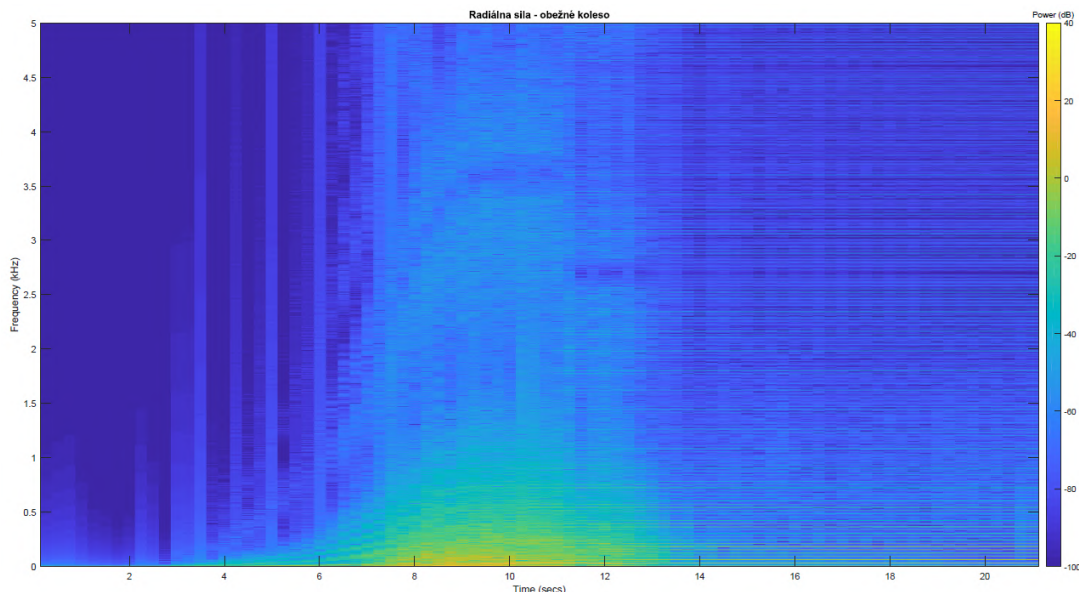


(b) Radiálna sila - rebro

Obr. 8.18: Spektrogramy síl pôsobiacich na rebro

8.10. VPLYV ČASOVÉHO KROKU

Z obrázku 8.17 vyššie je na prvý pohľad zrejmé, že obežné koleso je vystavené veľkej škále budiacich frekvencií, o to viac v porovnaní s rebrom. Pri odstránení limitu y-osi je tento fakt viditeľný jasnejšie, viď obrázok 8.19.



Obr. 8.19: Spektrogram radiálnej sily pôsobiacej na OK - bez limitu y-osi

Počas rozbehu medzi 8 a 12 sekundou je na spektrograme znázornené zloženie frekvencií, pričom je viditeľné zastúpenie celého spektra až do 5 kHz. Oblasť silnejšieho signálu končí zhruba na úrovni 1 kHz. Ak by bola známa vlastná rezonančná frekvencia obežného kola, bolo by možné zistiť, či počas rozbehu dochádza na krátku dobu k rezonancii.

8.10. Vplyv časového kroku

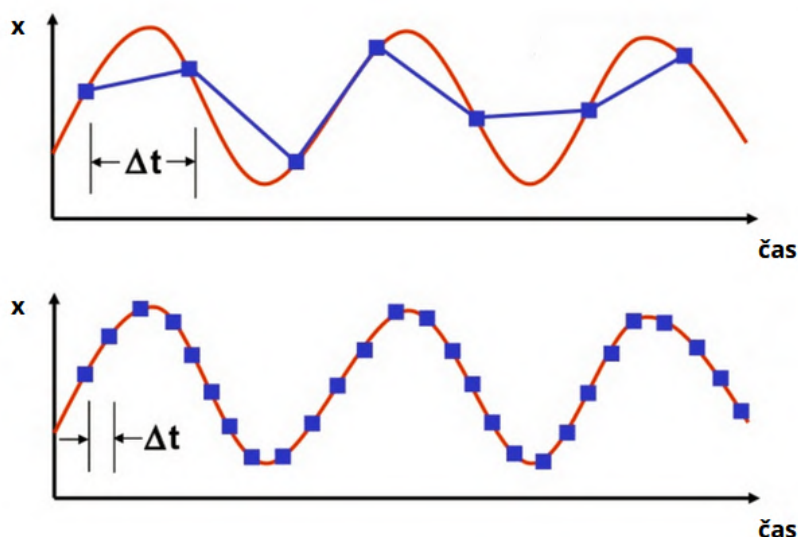
Časový krok je dôležitý parameter tranzientnej simulácie. Musí byť dostatočne malý na to, aby dokázal zachytiť priebeh veličín premenných v čase. Pokiaľ je časový krok príliš veľký, riešenie nie je dostatočne presné, čo je ilustrované na obrázku 8.20 nižšie. Na osi y je časovo premenná veličina x , a na osi x čas.

Na zistenie vplyvu časového kroku bude porovnaný spád a krútiaci moment pre otočenie obežného kola o hodnoty 1, 3 a 5 stupňov. Simulovaný bol ustálený stav na konci rozbehu, kedy sú dosiahnuté konečné otáčky a prietok. Získané výsledky sú priemerom za posledných 0,2 s simulácie, a budú prezentované v tabuľke nižšie.

Tabuľka 8.1: Porovnanie výsledkov pre rôzne hodnoty časového kroku

Otočenie [°]	Δt [s]	H [m]	ΔH [%]	M_k [$N.m^{-1}$]	ΔM_k [%]
1	$9,2656 \cdot 10^{-5}$	19,81	-	21,72	-
3	$27,7996 \cdot 10^{-5}$	19,77	-0,202	21,69	-0,138
5	$46,3360 \cdot 10^{-5}$	19,74	-0,353	21,66	-0,276

So zväčšujúcim sa časovým krokom klesá hodnota spádu aj krútiaceho momentu. V porovnaní s otočením o 1° sú rozdiely rádovo v desatinách percenta. V spojení s výrazne vyššou výpočtovou náročnosťou pre tak malý časový krok je možné konštatovať, že zvolená



Obr. 8.20: Porovnanie hrubého (hore) a jemného (dole) časového kroku [12] - upravené

hodnota pre simuláciu rozbehu (spočiatku 3° , neskôr 4°) bola dostačujúca a na celkové výsledky má malý vplyv.

8.11. Vplyv siete

Veľkosť výpočtovej siete môže mať významný vplyv na dosiahnuté výsledky. Za zistenie vplyvu siete boli vykonané 3 výpočty pre siete s rôznym počtom buniek. Východiskom bola pôvodná sieť využívaná na výpočet rozbehu, doplnená o hrubšiu a jemnejšiu variantu. Počet buniek v jednotlivých sieťach bol úmerne zväčšený, respektíve zmenšený na základe doporučeného postupu podľa článku [14]. Základom je reprezentatívna veľkosť bunky h ktorá sa vypočíta nasledovne:

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{\frac{1}{3}} \quad [m] \quad (8.2)$$

kde $N[-]$ je počet prvkov siete a $\Delta V_i [m^3]$ je objem i -tej bunky siete. Všeobecne platí, že čím je sieť jemnejšia, tým väčší objem zaberá. V prípade riešenej výpočtovej domény boli rozdiely minimálne. Výpočtom bolo zistené, že sieť by mala byť 2,197 krát väčšia, respektíve menšia.

Pre reprezentatívne veľkosti buniek jednotlivých sietí platí pomerová závislosť:

$$r = \frac{h_{\text{pôvodná}}}{h_{\text{jemná}}} \geq 1,3 \quad (8.3)$$

$$r = \frac{h_{\text{hrubá}}}{h_{\text{pôvodná}}} \geq 1,3 \quad (8.4)$$

V prípade pomeru hrubej a pôvodnej siete bola dosiahnutá hodnota 1,303, a v prípade pôvodnej a jemnej 1,304. Celkové počty prvkov a uzlov sú v tabuľke nižšie.

Podobne ako v prípade štúdie vplyvu časového kroku, výpočet bol vykonaný pre ustálený stav na konci rozbehu, s konečnými otáčkami a prietokom. Z časových dôvodov boli

8.11. VPLYV SIETE

Tabuľka 8.2: Veľkosti sietí použitých pre štúdiu

Druh	Počet uzlov	Počet prvkov
Jemná	12 078 689	12 486 496
Pôvodná	5 495 898	5 620 521
Hrubá	2 519 812	2 534 243

pre konvekčnú schému a rovnice turbulentných veličín zvolené prvé rády presnosti. Vyhodnocované parametre sú spád a krútiaci moment, pričom hodnoty v tabuľke nižšie sú priemerom za posledných 0,05 s výpočtu.

Tabuľka 8.3: Porovnanie výsledkov pre rôzne siete

Druh	H [m]	ΔH [%]	M_k [$N.m^{-1}$]	ΔM_k [%]
Jemná	19,26	—	19,58	—
Stredná	19,34	+0,415	20,19	+3,115
Hrubá	19,50	+1,246	20,22	+3,269

Z výsledkov v tabuľke 8.3 je možné tvrdiť, že vplyv veľkosti siete pre riešenie výpočtovú doménu a nastavenie riešiča je minimálny. Najväčšia odchylka je v prípade krútiaceho momentu dosiahnutého pri použití hrubej siete, a to mierne cez 3 %. V kontexte dosahovaných hodnôt a výpočtovej náročnosti je tento rozdiel zanedbateľný, a použitá pôvodná sieť poskytuje dostatočnú presnosť. Taktiež je viditeľný trend zvyšujúcich sa hodnôt vyhodnocovaných parametrov so znižujúcim sa počtom buniek.

9. Vizualizácia výsledkov

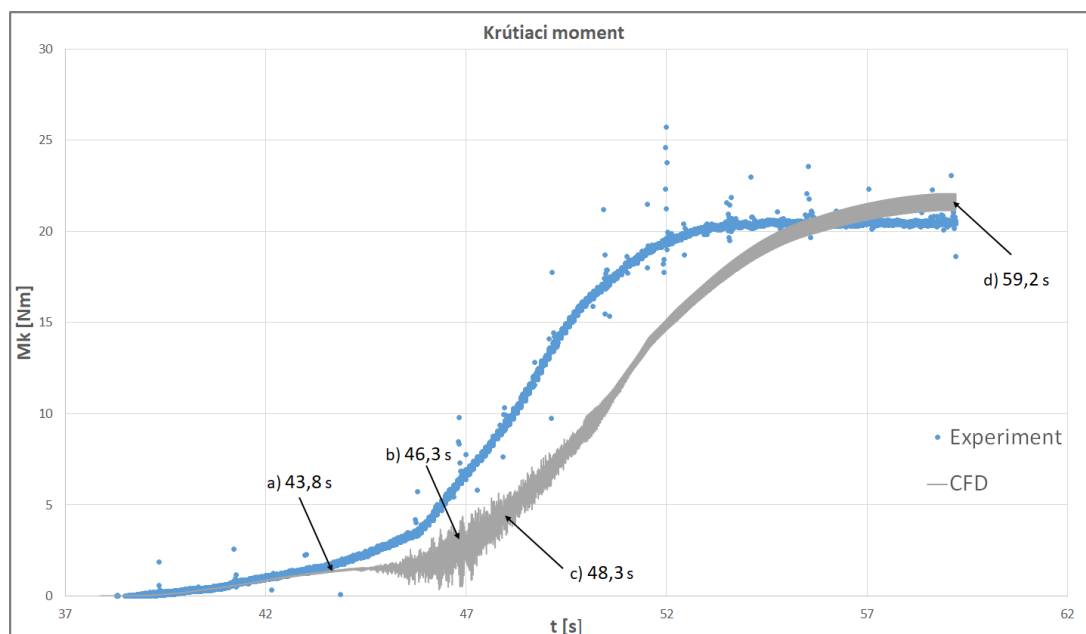
V stručnej charakteristike problematiky v úvode tejto práce je spomenuté, že ak je čerpadlo v turbínovom režime prevádzkované mimo optimum, môže dochádzať k dynamickým javom ktoré ovplyvňujú prevádzku. Vzhľadom na konfiguráciu (podpílnikovaná lopatka na výstupe, žiadne rozvážacie prvky) je čerpadlo zvlášť náchylné na prevádzku mimo optimálny bod, pre ktorý bolo navrhnuté. Dynamické javy sú spôsobené nestabilitami prúdu, ktoré pri prevádzke vznikajú. Pri neustálenom prúdení kvapaliny sú veličiny v danom mieste kvapaliny časovo závislé, a teda sa v čase menia. Tento fakt úzko súvisí s turbulentiou. Tú je náročné uchopiť a komplexne popísať, a z toho dôvodu sa definujú atribúty turbulencie.

Turbulentné prúdenie je charakterizované vysokými hodnotami lokálnej vírivosti súvisiacimi s prítomnosťou vírových štruktúr. Pole vírivosti je nehomogénne a mení sa dynamicky v čase. Taktiež je nelineárne svojou podstatou, vzniká uplatnením nelinearít, kedy dochádza k rastu malých porúch. [10]

K vizualizácii boli využité 4 časové body počas rozbehu vybrané na základe priebehu krútiaceho momentu, v ktorých boli vyhodnocované parametre: tlak, rýchlosť, vírivosť a turbulentná kinetická energia. Vykresľovanie je vykonané vektormi, kontúrami alebo prúdnicami danej veličiny vo zvolenom mieste.

9.1. Výber miest

Na obrázku 9.1 nižšie je znázornený graf priebehu krútiaceho momentu, na ktorom sú zaznačené vybrané sledované body.



Obr. 9.1: Graf krútiaceho momentu s vyznačenými bodmi záujmu a) až d)

Bod a) bol vybraný na základe toho, že v danom momente dochádza k odklonu priebehu krútiaceho momentu nasimulovaného v CFD od experimentálnych dát. Bod b) je v mieste najväčších amplitúd krútiaceho momentu, bod c) nasleduje tesne po ňom. Ako posledný bol zvolený bod d), keďže reprezentuje ustálenú prevádzku po rozbehu čerpadla.

9.2. KONTÚRY TLAKU

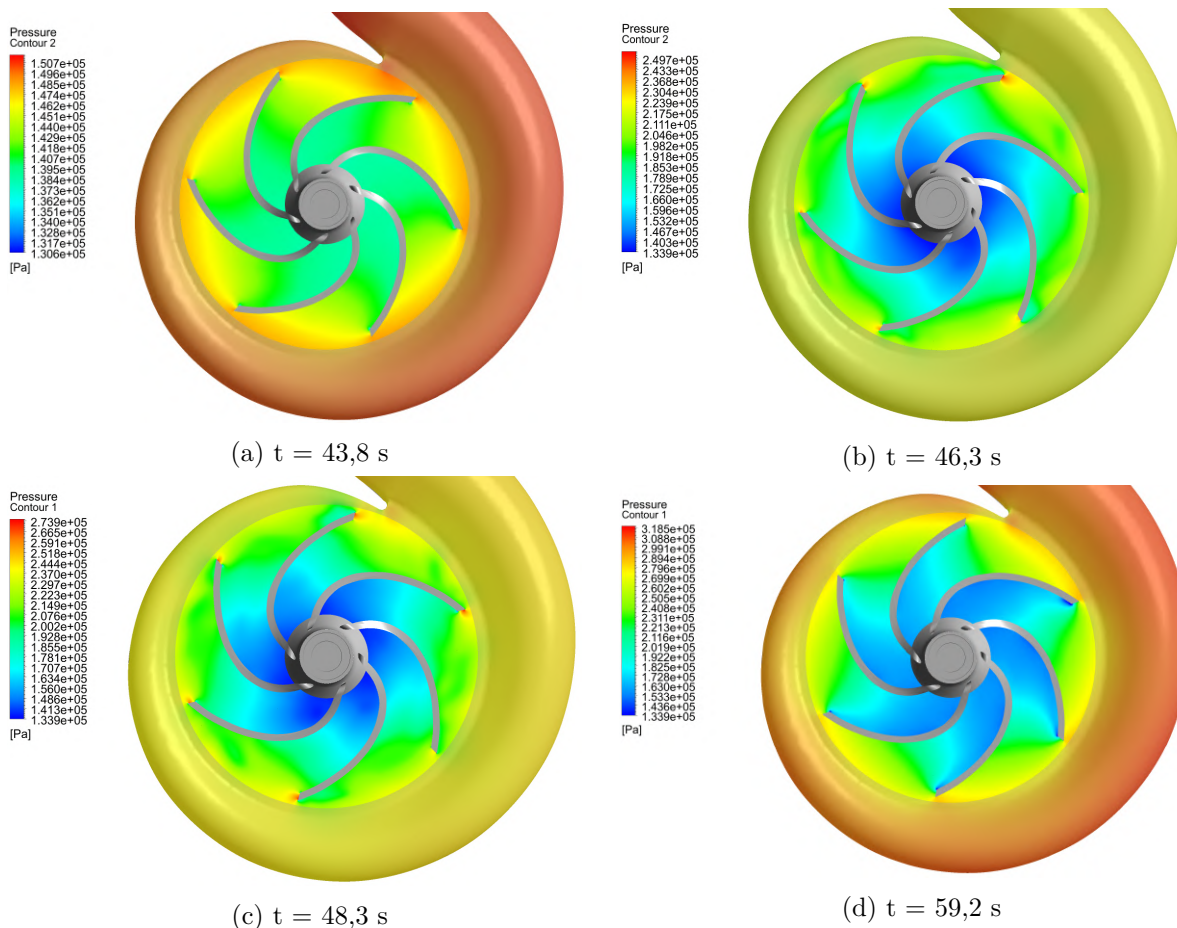
V tabuľke 9.1 nižšie sú uvedené hodnoty otáčok a prietoku pre každý vyššie spomenutý bod.

Tabuľka 9.1: Veličiny v sledovaných bodoch

bod	t [s]	n [min^{-1}]	Q [l.s^{-1}]	$\frac{Q}{Q_{opt}}$ [-]	$\frac{n}{n_{opt}}$ [-]
a)	43,8	530,42	7,075	0,269	0,295
b)	46,3	1620,66	11,064	0,420	0,9
c)	48,3	1800	15,183	0,576	1
d)	59,2	1800	26,346	1	1

9.2. Kontúry tlaku

Tlak v priestoroch obežného kola je vyhodnocovaný v deliacej rovine obežného kola a špirály.

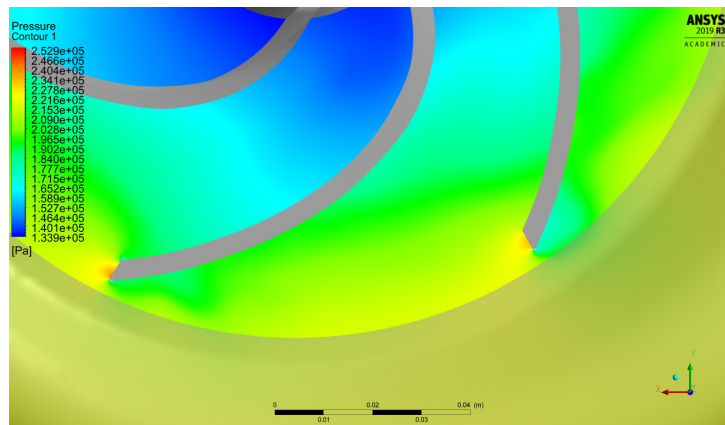


Obr. 9.2: Kontúry tlaku v jednotlivých bodoch

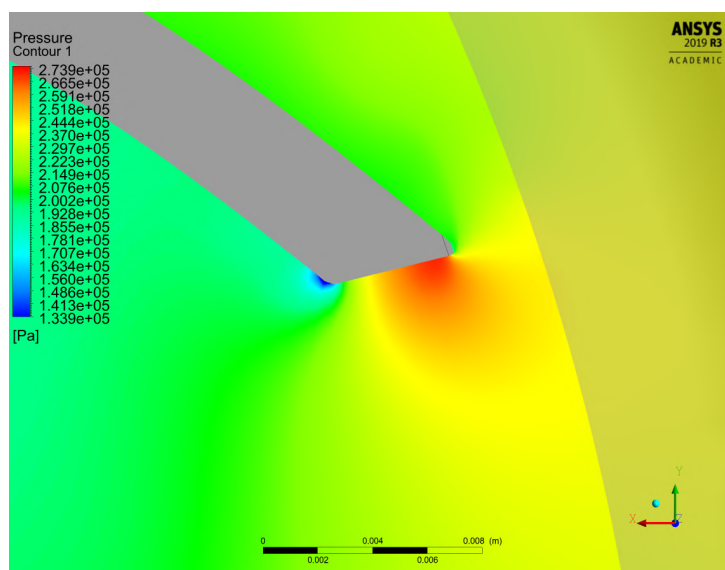
Z kontúr tlaku na obrázku 9.2 vyššie je zrejмый trend ktorý už bol spomenutý, a síce že tlak je menší pri strede obežného kola než na väčšom priemere, respektíve v špirále. Rozsah farebnej škály hodnôt je pre body rozdielny, nakoľko sú rozdiely v hodnotách veľké a zanikali by tak detaily. V bode (a) je rozloženie na vstupe do kanálu relatívne rovnomerné, s malou absolútnou odchýlkou tlaku, čo je dané nízkymi otáčkami a prietokom.

V lopatkovom kanále ktorý je najbližšie k nosu špirály je viditeľné mierne iné rozloženie tlaku. V bode (b) má rozloženie tlaku odlišný charakter. Okrem výrazne vyššieho rozdielu tlaku v obežnom kolese je viditeľná oblasť vysokého tlaku za nábežnou hranou každej lopatky, a to v mieste podpílníkovania. To platí aj v bode (c), kde je v prípade lopatky v blízkosti nosa špirály oblasť zvýšeného tlaku väčšia. To je spôsobené zlým nátokom, na ktorý má vplyv rýchlostný trojuholník pri danom prietoku a otáčkach.

Pri detailnejšom pohľade na nábežnú hranu lopatky, viď obrázky 9.3 a 9.4 nižšie, je možné pozorovať regióny zníženého tlaku, ktoré indikujú prítomnosť vírov.



Obr. 9.3: Detail na lopatky pri $t = 46,3$ s



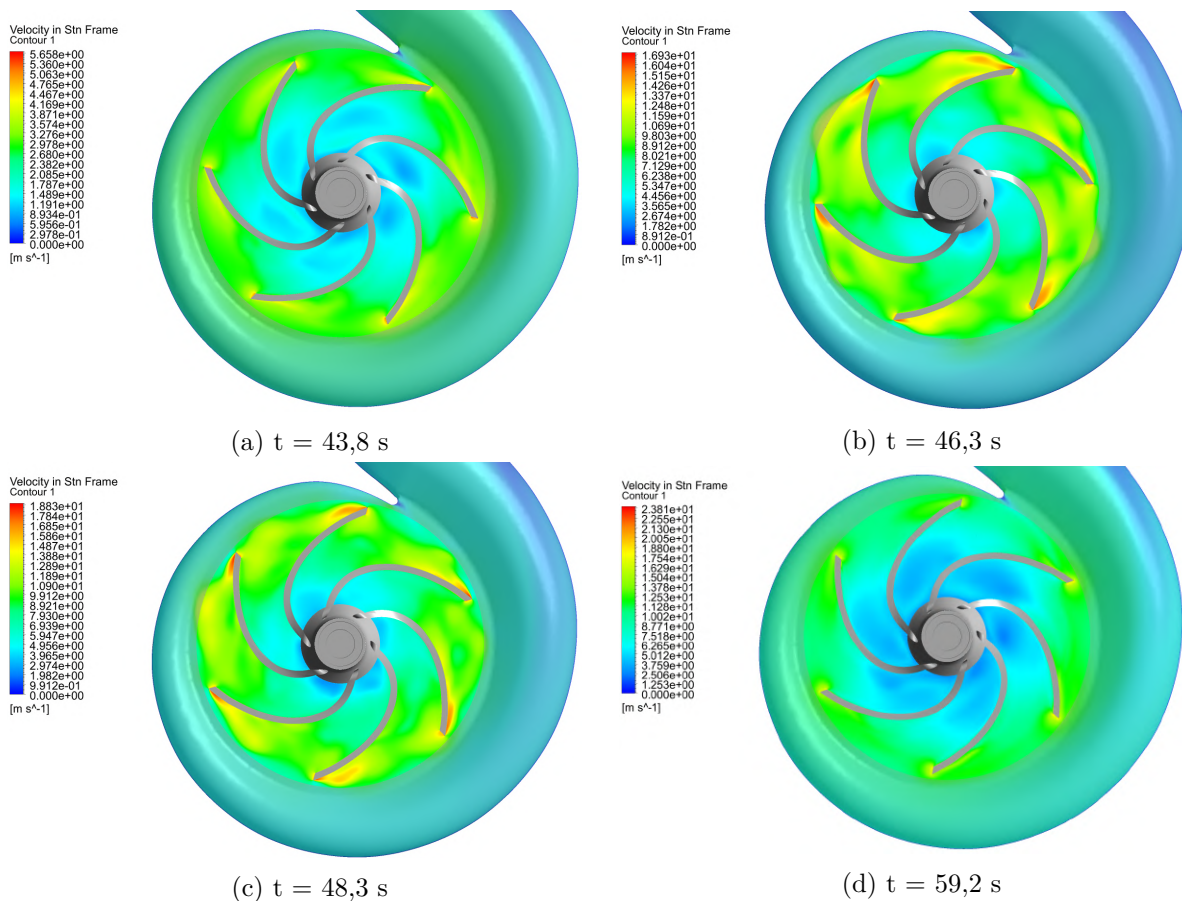
Obr. 9.4: Detail na lopatku pri $t = 48,3$ s

Na obrázku 9.3 je detail pre $t = 46,3$ s, kde je na tlakovej strane lopatky región nízkeho tlaku, čo opäť predpovedá výskyt víru, ktorý ovplyvňuje nátok do kanála. Na obrázku 9.4 je viditeľná malá oblasť s veľmi nízkym tlakom hneď za podpílníkováním na sacej strane lopatky.

Na obrázku 9.2 v bode (d) je viditeľné rozdielne rozloženie tlaku než v bodoch (b) a (c). Maximum tlaku sa presunulo na tlakovú stranu lopatky s výrazne nižšou hodnotou na sacej strane.

9.3. Kontúry rýchlosti

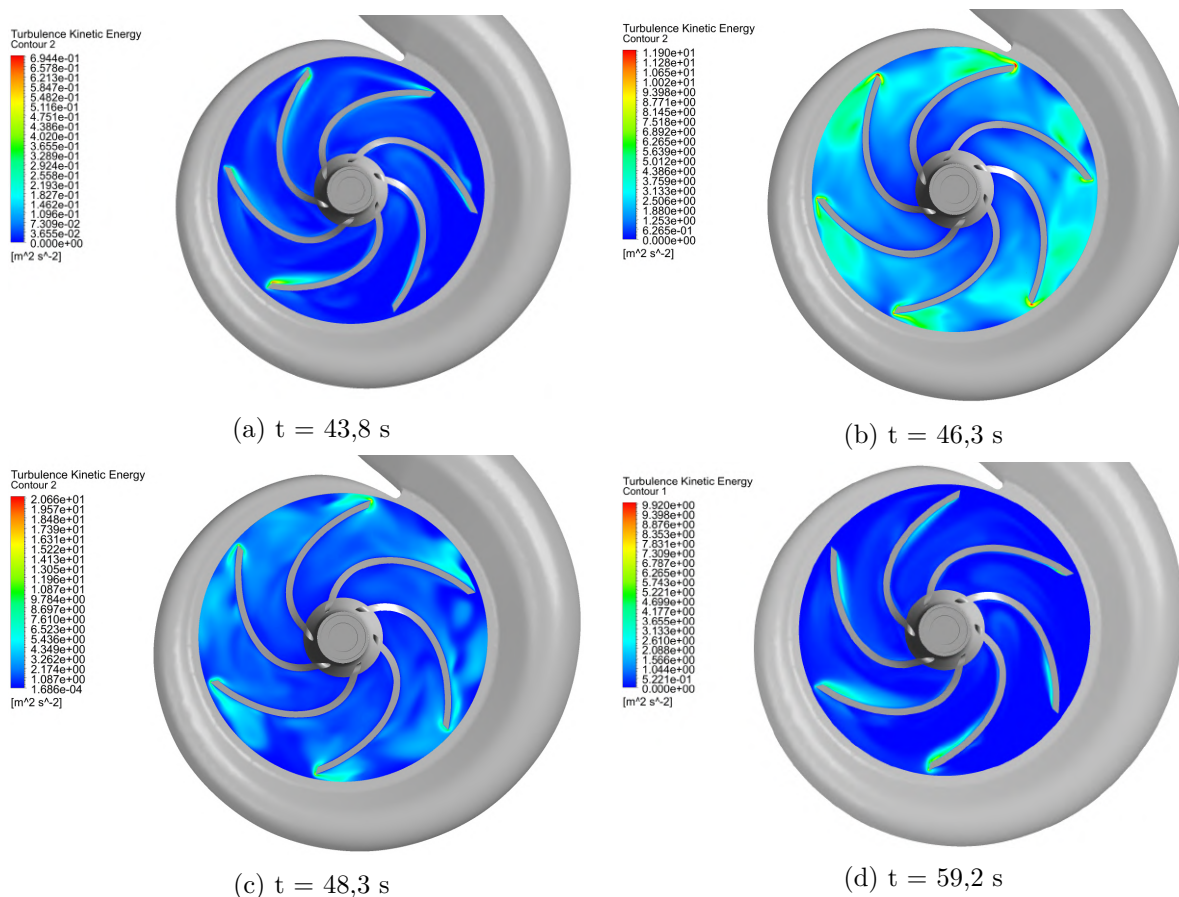
Kontúry rýchlosti sú vyhodnocované v deliacej rovine obežného kola a špirály. Rozsah farebnej škály je rozdielny pre každý bod. Na obrázku 9.5 nižšie je možné pozorovať maximálne hodnoty rýchlosti na nábežných hranách lopatky. V bodoch (b) a (c) je dominantná oblasť zvýšenej rýchlosti na tlakovej strane lopatiek. Taktiež je možné pozorovať oblasť nízkych rýchlostí za nosom špirály a pri stene špirály na vstupe. V blízkosti optimálnej prevádzky je tento rozdiel v rýchlosti na vstupe potlačený, a maximá rýchlosti sa nachádzajú hlavne v oblasti podpilníkovaní lopatky.



Obr. 9.5: Kontúry rýchlosti v jednotlivých bodoch

9.4. Kontúry turbulentnej kinetickej energie

V dynamike tekutín je kinetická energia turbulencie definovaná ako stredná kinetická energia na jednotku hmotnosti, a je spojená s vírmi v turbulentnom prúdení. Rozsah farebnej škály je rozdielny, nakoľko hodnoty vírivosti pre každý sledovaný bod boli odlišné. Z obrázku 9.6 nižšie je viditeľné, že maximum TKE sa nachádza v blízkosti nábežnej hrany lopatky, podobne ako v prípade rýchlosti. V prípade (b) a (c) je možné pozorovať vyššie hodnoty aj ďalej v lopatkovom kanáli. To je opäť indikácia zavírenia, najviac viditeľného v prípade (b). Lokálne maximum TKE sa nachádza v priestore podpilníkovaní.



Obr. 9.6: Kontúry TKE v jednotlivých bodoch

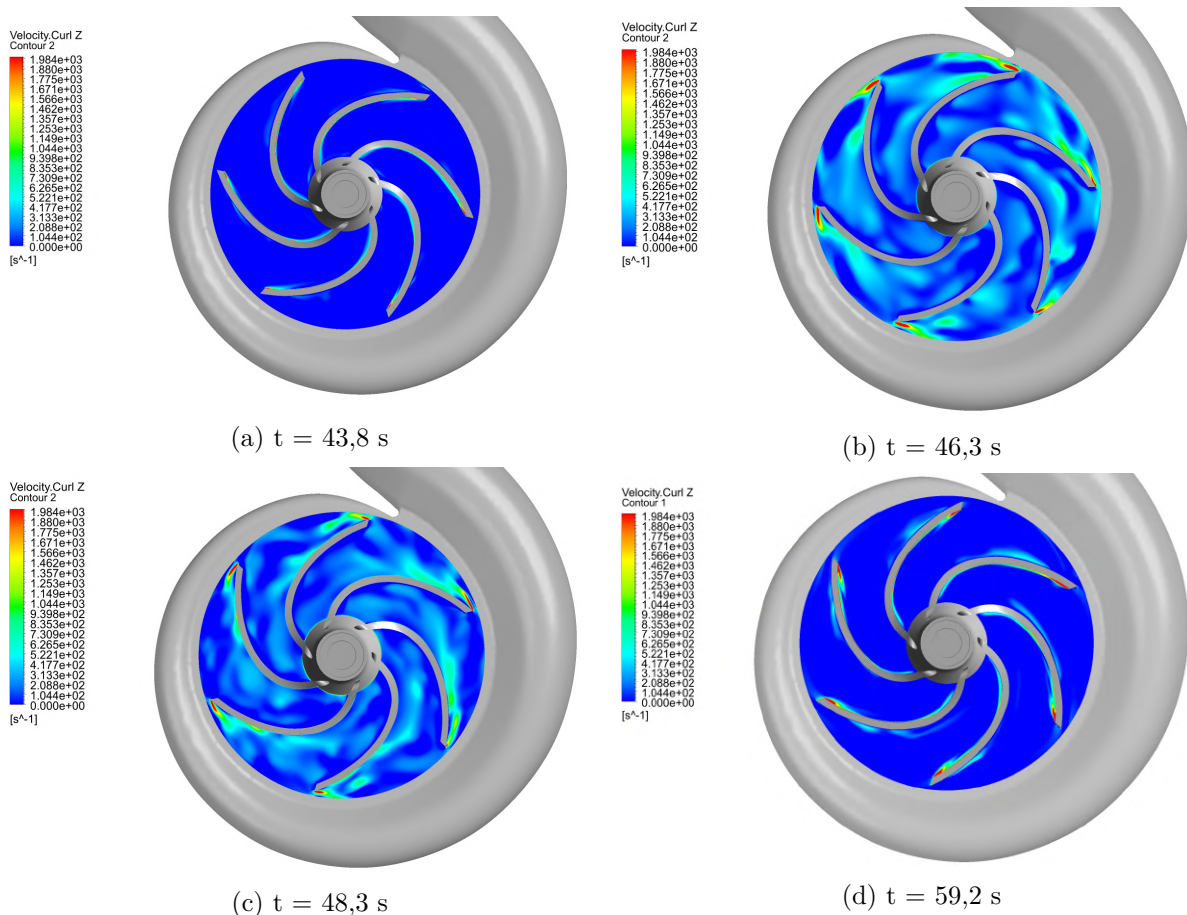
Pri ustálenej prevádzke (bod (d)) sa zvýšené hodnoty TKE vyskytujú hlavne na sacej strane lopatiek, pričom v niektorých kanáloch siahajú zhruba do polovice. U dvoch lopatiek je viditeľná vyššia hodnota TKE aj v mieste podpílníkovania, s presahom na tlakovú stranu.

9.5. Vírivosť

Vírivosť vektorového poľa vystihuje tendenciu tohto poľa k vytváraní vírov. V tomto prípade bola sledovaná vírivosť v ose rotácie obežného kolesa, teda ose Z. Na obrázku 9.7 je znázornená vírivosť v jednotlivých sledovaných bodoch. V tomto prípade bola farebná škála obmedzená na interval 0 až 2000 s^{-1} . To umožňuje veľmi dobre porovnať dianie z pohľadu vírových štruktúr, a to hlavne v pre prípady (b) a (c), v ktorých boli zaznamenané veľké amplitúdy kmitania momentu a tlakov.

Maximálne hodnoty vírivosti v osi Z sa opäť vyskytujú v okolí nábežnej hrany lopatky, podobne ako v predošlých prípadoch pre rýchlosť a TKE. Predpoklad, že v pásme identifikovanom ako nestabilné sa budú vyskytovať nestabilné vírové štruktúry bol teda správny. V bodoch (a) a (d) je maximum vírivosti na sacej strane lopatiek, pričom v bodoch (b) a (c) je to na tlakovej strane, avšak v miernom úplave, nie na stene lopatky.

9.6. VEKTORY RÝCHLOSTI V LOPATKOVOM KANÁLE



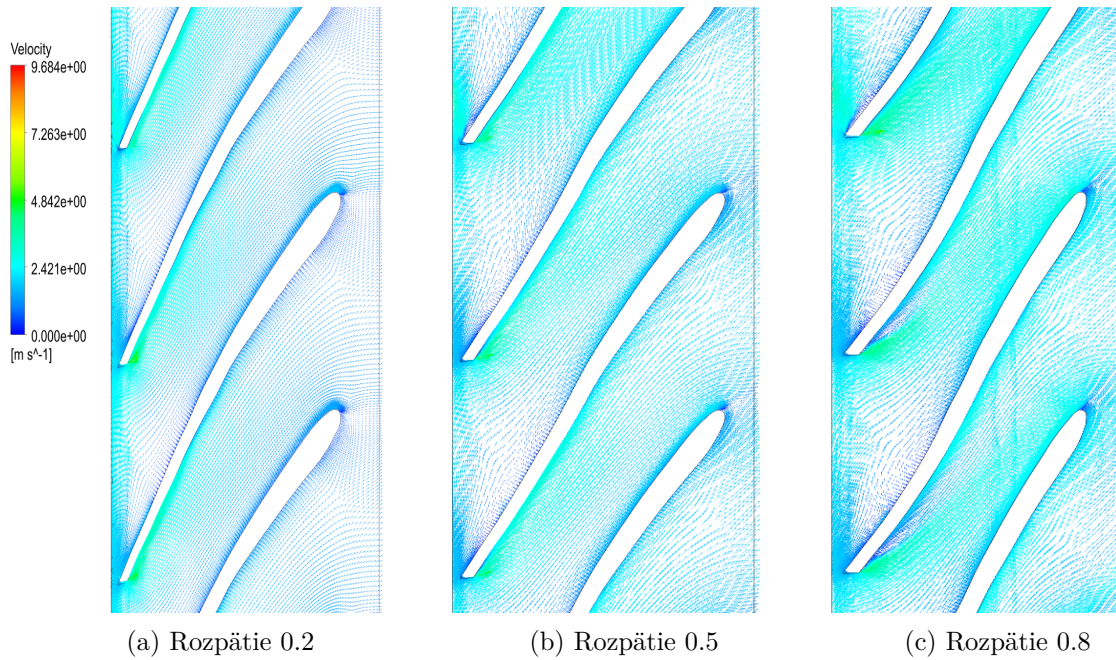
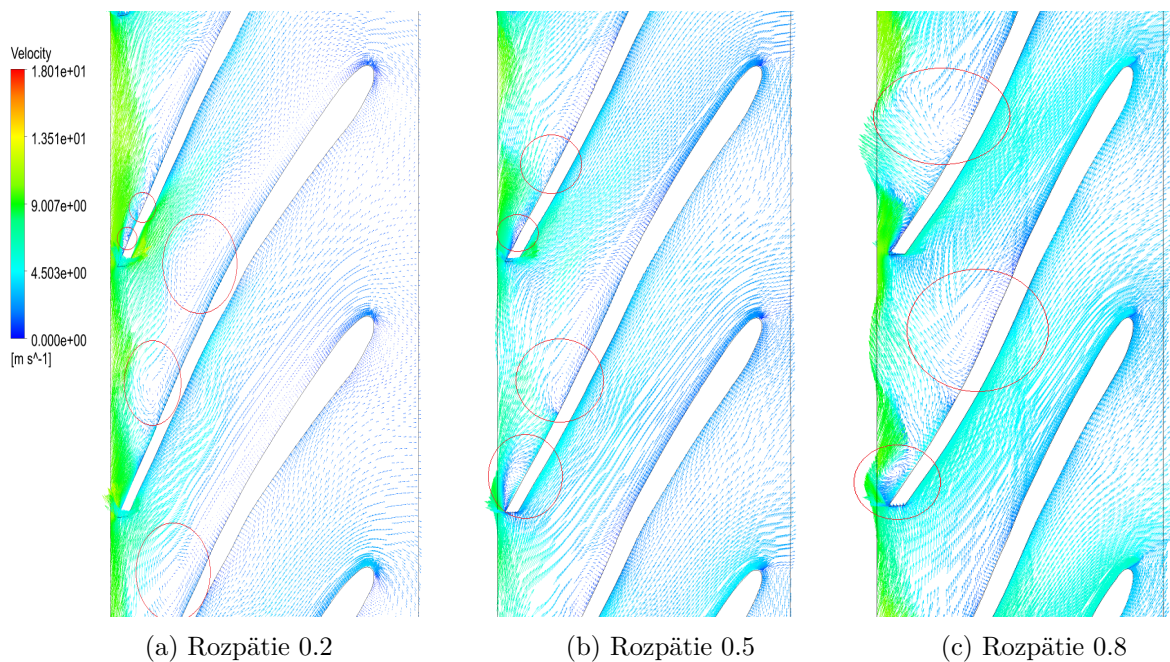
Obr. 9.7: Rozloženie vírivosti v obežnom kolese

9.6. Vektory rýchlosti v lopatkovom kanále

Ansys CFX ponúka možnosť tzv. *Blade-to-blade view*, čo je v podstate rozvinutý pohľad lopatkového kanálu v reze. Umožňuje tak bližšie nahliadnuť do diania počas simulovanej prevádzky stroja. Zahrnuté budú detailné pohľady na vybrané lopatky, nakoľko obrázky všetkých lopatiek by strácali na kvalite.

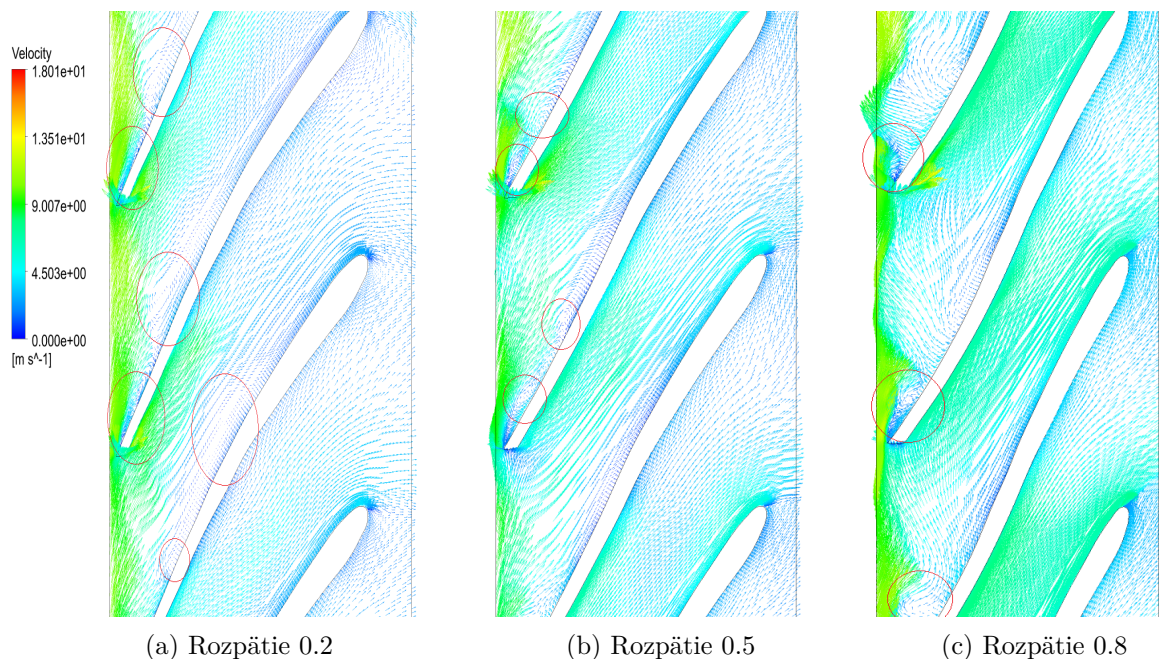
Na obrázku 9.8 je možné vidieť rozloženie vektorov rýchlosti v kanále v čase $t = 43,8 \text{ s}$. Sledované pohľady sú v rozpätí 0,2, 0,5 a 0,8. To znamená v 20 %, 50 % a 80 % výšky lopatkového kanálu vztiahnuté od nosného disku. Hlavne na tlakovej strane lopetiek je možné vidieť spomalenie prúdu, avšak zavírenie nie je až tak markantné, aby významne ovplyvňovalo priebeh ďalej v kanáli smerom k výstupu. Toto zistenie korešponduje s rozložením vírivosti v tomto čase.

V čase $t = 46,3 \text{ s}$ na obrázku 9.9 sú viditeľné víry, ktoré sa nachádzajú na tlakovej strane za nábežnou hranou. Hlavne v blízkosti krycieho disku (v obr. 9.9 (c)) je nátok do lopatkového kanálu významne ovplyvnený, kedy dochádza takmer k upchaniu samotného kanálu. Veľkosť označených vírov je pomerne veľká, čo reflektuje rozloženie vírivosti z obrázku 9.7.

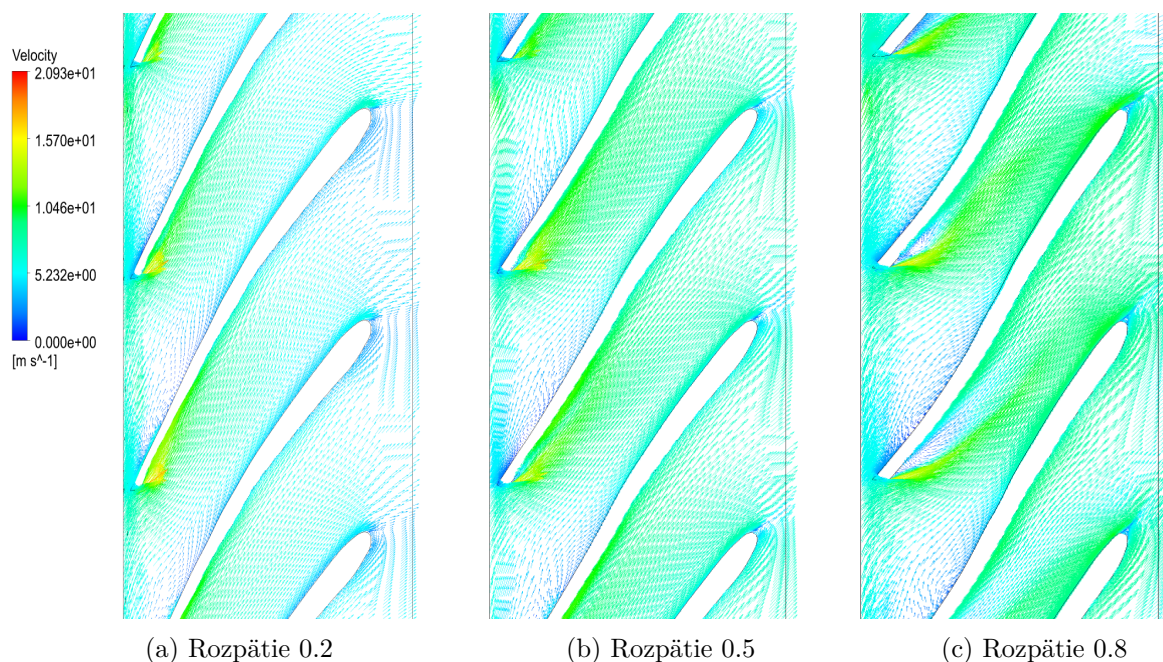
Obr. 9.8: Pohľad na vektory rýchlosti v reze lopatkového kanálu pre $t = 43,8$ sObr. 9.9: Pohľad na vektory rýchlosti v reze lopatkového kanálu pre $t = 46,3$ s

V čase $t = 48,3$ s na obrázku 9.10 je prúdenie uhladenejšie, avšak v blízkosti krycieho disku dochádza stále k významnému odklonu prúdu a nevhodnému nátoku do priestorov kanálu. Víry hneď za nábežnou hranou na tlakovej strane lopatky sú menšie než v predošlom prípade. V čase $t = 59,2$ s na obrázku 9.11 stále prítomné mierne zavírenie na sacej strane lopatky blízko krycieho disku (v obr. 9.11 (c)), avšak už nedochádza k tak významnému odklonu prúdu ako v predošlom prípade. Nátok do kanálu nie je z hydraulického hľadiska ideálny, avšak vzhľadom na geometriu nábežnej hrany sa dá považovať za dostatočný.

9.6. VEKTORY RÝCHLOSTI V LOPATKOVOM KANÁLE



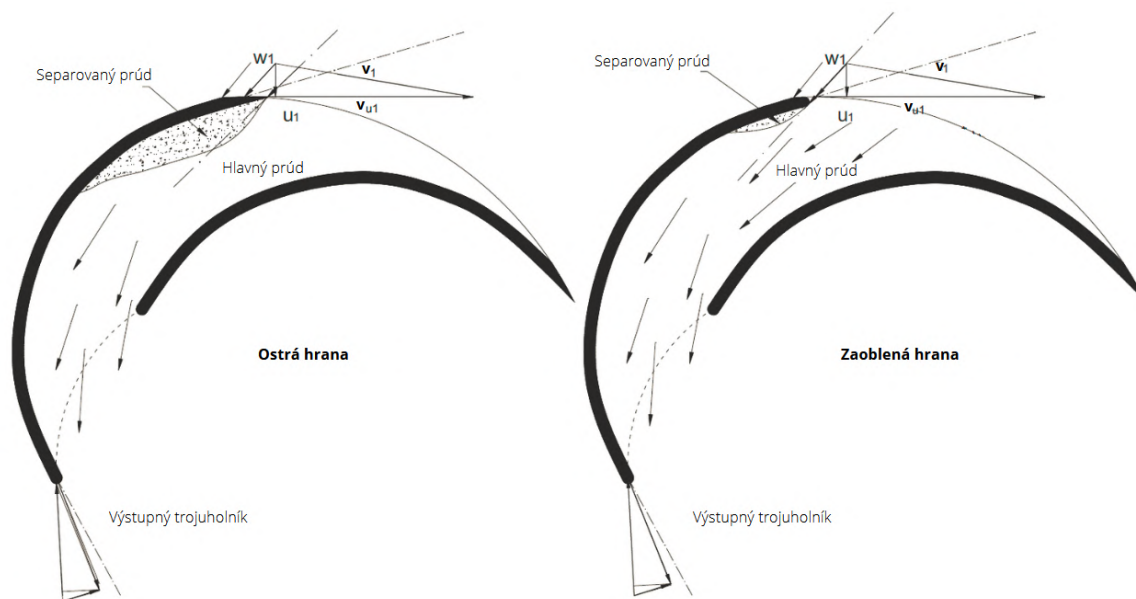
Obr. 9.10: Pohľad na vektory rýchlosti v reze lopatkového kanálu pre $t = 48,3$ s



Obr. 9.11: Pohľad na vektory rýchlosti v reze lopatkového kanálu pre $t = 59,2$ s

Na základe prezentovaných výsledkov je možné zhodnotiť vplyv tvaru lopatiek na vstupe do obežného kola pri turbínovom režime. Na tomto obežnom kole bola vykonaná úprava podpílníkováním, ktorý zväčšuje šírku kanálu, čo v čerpadlovom režime umožňuje dosiahnuť vyššiu dopravnú výšku čerpadla a efekt je teda pozitívny. Hlavne na obrázkoch 9.9 a 9.10 je možné pozorovať, že spôsob nátoky okolo ostrej hrany nie je vhodný, a vektory rýchlosti nesmerujú do kanálu, ale sú v týchto miestach odklonené zhruba o 90° .

V podmienkach mimo optimum dochádza k odtrhnutiu prúdenia na nábežnej hrane z dôvodu rozdielného rýchlostného trojuholníku na vstupe než pre ktorý bol stroj projek-



Obr. 9.12: Vplyv ostrej (vľavo) a zaoblenej (vpravo) hrany lopatky na vstupe [11] - upravené

tovaný. V prípade ostrej hrany lopatky je tento jav ešte umocnený. Zaoblením nábežnej hrany lopatky je možné zmierniť mieru separácie prúdu za nábežnou hranou, čo pozitívne ovplyvní prevádzku čerpadla a je možné tak v niektorých prípadoch dosiahnuť zvýšenie účinnosti až o 1,5 %. [11]

9.7. Vektory rýchlosti na výstupe z obežného kolesa

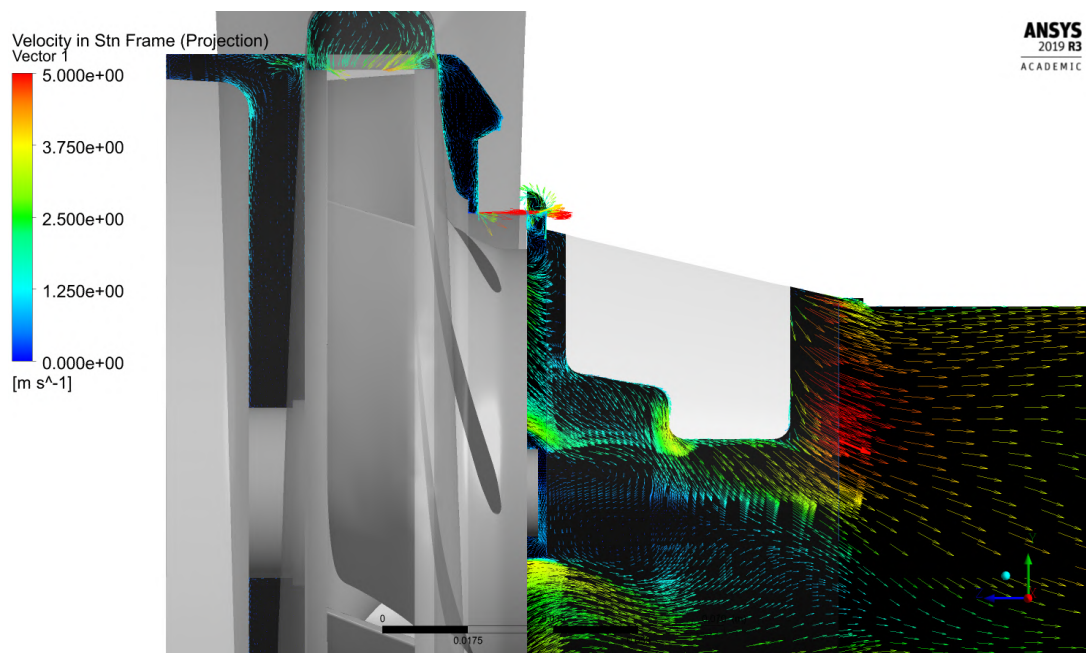
V reze meridiálnou rovinou YZ je možné znázorniť vektory rýchlosti pred a za obežným kolesom, spoločne s medzidiskovými priestormi. Stupnica na obrázku 9.13 nižšie bola obmedzená rozsahom 0 m.s^{-1} až 5 m.s^{-1} .

Prúdenie za obežným kolesom je zavírené v oblasti za maticou obežného kolesa, a významne ovplyvnené prítomnosťou rebra. V oboch medzidiskových priestoroch je prítomný dominantný vír, ktorý vyplňuje v podstate celý objem. Tieto víry majú opačnú orientáciu. Pri nosnom disku vír rotuje proti smeru hodinových ručičiek, pri krycom v smere (vzťahnuté k obrázku 9.13). V tesniacej škáre dochádza k nárastu rýchlosti, na hodnotu násobne vyššiu než pred a za škárou. Na výstupe sa prierez náhle zväčší, a v tomto mieste sa vytvárajú 2 protiběžné víry.

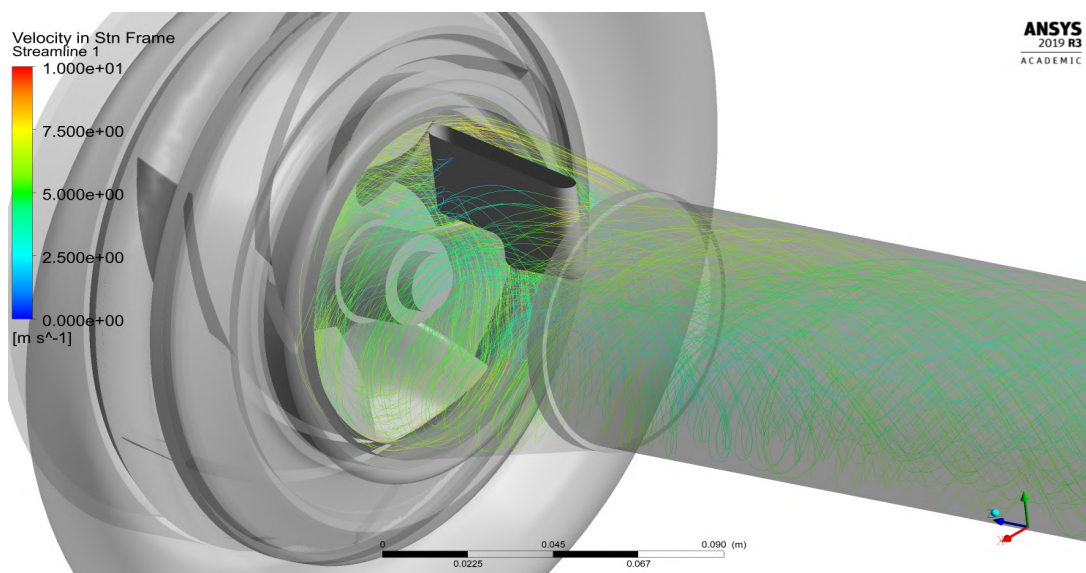
9.8. Prúdnice na výstupe z obežného kolesa

Na obrázku 9.14 nižšie je možné vidieť prúdnice z výstupu obežného kolesa v smere prúdenia. Stupnica rýchlosti bola obmedzená rozsahom 0 m.s^{-1} až 10 m.s^{-1} . Na prúdniciach je možné pozorovať sťahovanie prúdu do stredu trubky, ako už bolo avizované v tejto práci. Túto rotáciu prúdu spôsobuje obvodová zložka rýchlosti, ktorá aj po prechode obežným kolesom je stále dominantná. Toto správanie prúdu bolo pozorované počas celého rozbehu, a pretrváva aj pri ustálenej prevádzke.

9.8. PRÚDNICE NA VÝSTUPE Z OBEŽNÉHO KOLESA

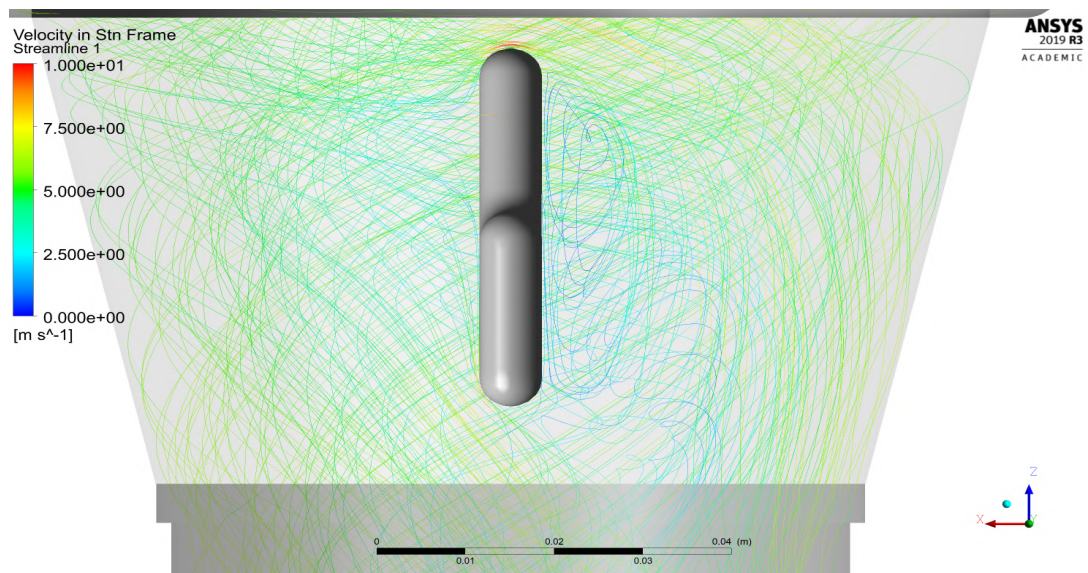


Obr. 9.13: Vektory rýchlosti v meridiálnom reze na výstupe z obežného kolesa v čase $t = 48,3$ s



Obr. 9.14: Prúdnice rýchlosti na výstupe z obežného kolesa v čase $t = 48,3$ s

Rebro umiestnené hneď za výstupom predstavuje prekážku prúdu, čím znižuje obvodovú zložku rýchlosti prúdu interakciou s ním. Prúdenie za rebrom je výrazne zavírené, čo je možné vidieť na obrázku 9.15. Na základe tohto zistenia je možné usúdiť, že odstránenie rebra by malo pozitívny dopad na prevádzku v turbínovom režime. Nemalo by to priamy dopad na generovaný krútiaci moment, avšak zlepšilo by to odtok z priestoru obežného kolesa a silové namáhanie kusu potrubia, v ktorom je rebro umiestnené. Odstránením rebra by však bola konfigurácia nevhodná pre použitie v čerpadlovom režime, čo je treba vziať v úvahu pri plánovaní využitia.



Obr. 9.15: Obtekanie rebra v čase $t = 48,3 \text{ s}$

10. Záver

Cieľom práce bolo skúmať nestacionárne javy, ktoré sprevádzajú čerpadlo počas turbínovej prevádzky mimo optimum. Bol zvolený spôsob porovnania experimentálnych dát získaných z merania rozbehu stroja s dátami získanými z CFD simulácie.

Úvod tvorí rešeršná časť, objasňujúca základnú funkciu čerpadla, a to ako v bežnom, tak turbínovom režime. Zahrnuté boli aj základné výpočtové vzťahy. Súčasťou rešeršnej časti je aj krátka kapitola venovaná numerickému princípu na ktorom sú CFD simulácie založené.

Hlavnou časťou bol samotný CFD výpočet, ktorý bol vykonaný na kompletnej geometrii čerpadla, zahrňujúcej medzidiskové priestory. Počas tohto výpočtu boli okrajové podmienky menené na základe dát získaných z experimentu, aby bolo možné rozbeh nasimulovať. Výsledky získané CFD výpočtom sa relatívne dobre približujú tým, ktoré boli namerané. To je dobre viditeľné napríklad na dosiahnutom spáde, kedy sa nepodarilo dosiahnuť identický priebeh, avšak tvary kriviek aj so zlomom v cca 47. sekunde si odpovedajú. Najväčší rozdiel bol v dosiahnutej účinnosti, ktorá na konci rozbehu dosiahla podobnú hodnotu ako v experimente, avšak priebeh počas rozbehu bol značne odlišný. Do výpočtu účinnosti však vstupuje viacero parametrov, pričom každý z nich je zatažený chybou, čím ju významne ovplyvňujú. Navyše je z priebehov badateľné oneskorenie, keď priebehy získané CFD simuláciou sú oneskorené. V prípade odstavenia je možné, že CFD bude naopak predbiehať experiment, a závislosť by bola teda hysterézná. Toto tvrdenie je však nutné potvrdiť rovnako vykonanou analýzou ako pre rozbeh, a ostáva teda v teoretickej rovine.

Časový úsek rozbehu bol skúmaný s využitím spektrogramu, pričom cieľom bolo graficky znázorniť spektrum frekvencií, ktoré sú počas rozbehu vyvolávané. Na základe tohto spracovania bolo možné potvrdiť interakciu medzi rotorom a statorom (nosom špirály) v oblasti ustálenej prevádzky stroja. Počas prudkej zmeny otáčok dochádza k významnému zašumeniu, v ktorom je obsiahnuté široké spektrum frekvencií. Tento fakt potvrdzuje výskyt nestabilných vírových štruktúr, ktoré dynamicky pôsobia na obežné koleso. Dôkazom toho je aj priebeh radiálnej sily pôsobiacej na obežné koleso, ktorý bol z CFD simulácie získaný. Počas rozbehu dochádza k významnému nárastu radiálnej sily, ktorá zatažuje ložiská. Pri častých rozbehoch teda môže dôjsť k poruche spôsobenej zlyhaním ložiska. Skúmaný bol aj vplyv siete a časového kroku, ktorý slúžil na overenie správnosti a presnosti zvoleného postupu. Veľkosť siete mala na výsledky zanedbateľný vplyv. Pri použití jemnej siete bolo dosiahnutá hodnota krútiaceho momentu o zhruba 3 % vyššia, avšak v kontexte výpočtovej náročnosti je toto zlepšenie nevýhodné. Časový krok mal na výsledky taktiež zanedbateľný vplyv. Menší časový krok (v tomto prípade 1°) významne zvyšoval čas potrebný k výpočtu, pričom zmena sledovanej veličiny nebola veľká.

V kapitole venovanej vizualizácii výsledkov boli znázornené vírové štruktúry vznikajúce v bodoch mimo optimum. Ukázalo sa, že jeden z hlavných dôvodov vzniku vírových štruktúr v lopatkovom kanáli je nevhodný nátok na nábežnú hranu lopatky, kedy dochádza k odtrhnutiu prúdenia na základe rýchlostného trojuholníku na vstupe do kanálu. Vplyv podpílnikovania lopatky na výstupe z obežného kolesa je badateľný najmä v momente, kedy lopatka nie je natekaná ideálne. V prípade zaoblenej hrany lopatky je tento efekt menší, avšak stále prítomný.

Predpisované okrajové podmienky otáčok a prietoku sú z pohľadu CFD zatažené relatívne veľkou chybou, pretože prietokomer ani snímač otáčok nie je schopný pri rýchlejš

zmene sledovanej veličiny merať s dostatočnou presnosťou a dochádza k priemerovaniu hodnôt. To by bolo možné vylepšiť použitím dát z prípadu, kedy by rozbeh, respektíve odstavenie, trval podstatne dlhšiu dobu, a teda nárast sledovaných veličín by bol pomalší a meranie presnejšie. Na druhú stranu by tento prístup spôsobil navýšenie výpočtového času, a nejednalo by sa o obvyklý režim, kedy je potrebné čerpadlo spustiť alebo odstaviť za krátku dobu.

Táto diplomová práca môže byť ďalej rozšírená o už zmienenú simuláciu odstavenia stroja, a aj o štúdiu vplyvu modelu turbulencie. Práve model turbulencie môže mať významný vplyv na výpočet prúdového poľa mimo optimálne prevádzkové podmienky. Taktiež je možné vybrané časové okamihy z rozbehu napočítať ako ustálený stav s konštantným prietokom a otáčkami, a zistiť tak či bola zvolená metodika výpočtu v tejto práci správna, alebo je potrebné napr. zvýšiť počet vnútorných iterácií pre každý časový krok. Je však nutné dodať, že konvergencia v prípade výpočtu rozbehu bola relatívne dobrá, a preto je obtiažne rozhodnúť, či by tento prístup mohol výpočet vylepšiť.

Literatúra

- [1] GÜLICH, Johann Friedrich. *Centrifugal Pumps* [online]. 3. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014 [cit. 2020-09-09]. DOI: 10.1007/978-3-642-40114-5. ISBN 978-3-642-40113-8. Dostupné z: <https://www.springer.com/gp/book/9783662518281>
- [2] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Příručka čerpací techniky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01626-9.
- [3] RITCHIE, Hannah. Energy Production and Consumption. Our World in Data [online]. England, 2020 [cit. 2021-03-20]. Dostupné z: <https://ourworldindata.org/energy-production-consumption>
- [4] CARRAVETTA, A., S. DERAKHSHAN HOUREH a H. M. RAMOS. *Pumps as Turbines: Fundamentals and Applications*. Springer International Publishing, 2018. ISBN 978-3-379-67506-0.
- [5] TIMÁR, P. Dimensionless characteristics of Centrifugal Pump. Chemical Papers. 2005, 2005(59), 500 - 503.
- [6] DERAKHSHAN, Shahram a Ahmad NOURBAKHS. *Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds*. Experimental Thermal and Fluid Science. 2008, 2008(3), 800 - 807.
- [7] CHAPALLAZ, J.-M., P. EICHENBERGER a G. FISCHER. *Manual on Pumps Used as Turbines*. Eschborn: Vieweg, 1992. ISBN 3-528-02069-5.
- [8] ŠTEFAN David, Mosè ROSSI, Martin HUDEC, Pavel RUDOLF, Alessandra NIGRO a Massimiliano RENZI. *Study of the internal flow field in a pump-as-turbine (PaT): Numerical investigation, overall performance prediction model and velocity vector analysis*. Renewable Energy [online]. 2020, 156, 158-172 [cit. 2021-04-23]. DOI: 10.1016/j.renene.2020.03.185. ISSN 09601481. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148120305188>
- [9] HALUZA, Miloslav. *Prednášky predmetu Tekutinové stroje I.* akademický rok 2020/2021.
- [10] URUBA, Václav. *Turbulence* [online]. V Praze: České vysoké učení technické, 2009 [cit. 2021-5-6]. ISBN 978-80-01-05600-4. Dostupné z: http://www2.it.cas.cz/~uruba/docs/Aero/Turbulence_45.pdf
- [11] DOSHI, Ashish, Salim CHANNIWALA a Punit SINGH. *Inlet impeller rounding in pumps as turbines: An experimental study to investigate the relative effects of blade and shroud rounding*. Experimental Thermal and Fluid Science. 2016, 2016, 333 - 348.
- [12] *Introduction to CFX - Transient Simulations* [online]. [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: https://www.slideshare.net/Marcushuynh66?utm_campaign=profiletracking&utm_medium=sssite&utm_source=ssslideview

- [13] S. Derakhshan, A. Nourbakhsh. *Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation*. Exp. Therm. Fluid Sci. 32(8), 1620–1627 (2008)
- [14] B. CELIK, Ismail, Urmila GHIA a Patrick J. ROACHE. *Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications* [online]. [cit. 2021-5-12]. Journal of Fluids Engineering. 2008, 130(7). DOI: 10.1115/1.2960953. ISSN 00982202. Dostupné z: <https://asmedigitalcollection.asme.org/fluidsengineering/article/130/7/078001/444689/Procedure-for-Estimation-and-Reporting-of>

11. Zoznam použitých skratiek a symbolov

α	$[\circ]$	uhol kvapaliny
β	$[\circ]$	uhol lopatky
D	$[m]$	priemer obežného kola
η	$[-]$	celková účinnosť
η_h	$[-]$	hydraulická účinnosť
ϕ	$[-]$	objemové číslo
g	$[m.s^{-2}]$	gravitačné zrýchlenie
h	$[m]$	reprezentatívna veľkosť bunky
H	$[m]$	spád
H_{opt}	$[m]$	optimálny spád
ΔH_{str}	$[m]$	stratová výška
M, M_k	$[N.m]$	krútiaci moment
ν	$[m^2.s^{-1}]$	kinematická viskozita
N	$[-]$	počet prvkov siete
n	$[s^{-1}]$	otáčky
μ	$[Pa.s]$	dynamická viskozita
n_s	$[s^{-1}]$	špecifické otáčky
ω	$[rad.s^{-1}]$	uhlová rýchlosť
p	$[Pa]$	tlak
P_c	$[W]$	objemová strata medzi stupňami
P	$[W]$	výkon čerpadla
P_d	$[W]$	diskové straty
P_f	$[W]$	strata trením
P_{hs}	$[W]$	hydraulické straty
π	$[-]$	bezrozmerný výkon
P_m	$[W]$	mechanické straty
P_p	$[W]$	príkon čerpadla
P_{pr}	$[W]$	objemové straty
P_{rec}	$[W]$	straty recirkuláciou
ψ	$[-]$	tlakové číslo
Q	$[m^3.s^{-1}]$	objemový prietok
Q_m	$[kg.s^{-1}]$	hmotnostný prietok
Q_{opt}	$[m^3.s^{-1}]$	optimálny prietok
ρ	$[kg.m^{-3}]$	hustota tekutiny
t	$[s]$	čas
Δt	$[s]$	časová zmena
u	$[m.s^{-1}]$	obvodová rýchlosť kvapaliny
u_T	$[m.s^{-1}]$	trecia rýchlosť
v	$[m.s^{-1}]$	absolútna rýchlosť kvapaliny
v_m	$[m.s^{-1}]$	meridiánová zložka rýchlosti kvapaliny
v_u	$[m.s^{-1}]$	obvodová zložka rýchlosti kvapaliny

11. ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

ΔV_i	$[m^3]$	objem i-tej bunky siete
w	$[m.s^{-1}]$	relatívna rýchlosť kvapaliny
Y	$[J.kg^{-1}]$	merná energia
ΔY	$[J.kg^{-1}]$	zmena mernej energie
y	$[m]$	vzdialenosť k najbližšej stene
y^+	$[-]$	bezrozmerná kolmá vzdialenosť od steny
$Y_{z1,2}$	$[J.kg^{-1}]$	stratová energia
z	$[m]$	výška bodu
<i>CFD</i>		Computational Fluid Dynamics
<i>OK</i>		Obežné koleso

Zoznam obrázkov

2.1	Rez odstredivým čerpadlom [1] - upravené	4
2.2	Časti obežného kola [1] - upravené	5
2.3	Kinematické pomery v obežnom kolese čerpadla a turbíny [2] - upravené	6
3.1	Graf prevádzkových oblastí odstredivého čerpadla [2]	9
3.2	Schéma úplnej čerpadlovej charakteristiky odstredivého čerpadla [2]	10
3.3	Rýchlostné trojuholníky pre čerpadlo a turbínu [4] - upravené	11
3.4	Príklad charakteristických kriviek čerpadla v normálnom a reverznom chode [4] - upravené	12
3.5	Výkonnostná bilancia čerpadla [1] - upravené	13
3.6	Rozdiely v charakteristike čerpadlového a turbínového módu vrátane hydraulických strát [7] - upravené	14
3.7	Ráz na lopatku a objemová strata v medzidiskových priestoroch [4]	15
5.1	Fotodokumentácia obežného kola	18
5.2	Schéma meracej trate využitej v experimente [8] - upravené	19
5.3	Pohľad na celú meraciu trať	19
5.4	Zábery na odberové miesta tlakových snímačov	20
5.5	Pohľad na navítané diery na odber tlaku	20
6.1	Výpočtová sieť obežného kola	22
6.2	Detail na sieť v blízkosti podpílnikovania lopatky	23
6.3	Rez výpočtovej siete špirály v polovici šírky	23
6.4	Lokálne zjemnenia siete	23
6.5	Dekompozícia výstupného potrubia	24
6.6	Výpočtová sieť priamej časti výstupného potrubia	25
6.7	Detail siete konfuzorovej časti výstupného potrubia	25
6.8	Detail siete kuželovitej časti	26
6.9	Výpočtová sieť 1/6 celkového objemu medzi nosným diskom a skriňou čerpadla	27
6.10	Výpočtová sieť 1/6 celkového objemu medzi krycím diskom a skriňou čerpadla	27
7.1	Okrajové podmienky na vstupe a výstupe z domény	28
7.2	Rotujúce steny zvýraznené v geometrii oranžovou farbou	29
7.3	Graf priebehu otáčok počas experimentu a priebehy zadávané ako OP	30
7.4	Graf priebehu prietoku počas experimentu a priebehy zadávané ako OP	30
7.5	Graf priebehu tlaku získaný z tlak. snímača p ₁ a priebeh zadávaný ako OP	31
8.1	Graf priebehu krútiaceho momentu	33
8.2	Graf priebehu účinnosti	34
8.3	Graf priebehu spádu	35
8.4	Graf priebehu výkonu	36
8.5	Graf priebehu tlaku p_7	36
8.6	Graf priebehu tlaku p_1	37
8.7	Graf priebehu tlaku p_2 a p_3	38
8.8	Graf priebehu tlaku p_4	38
8.9	Graf priebehu radiálnej sily so složkami	39
8.10	Graf priebehu axiálnej sily	39
8.11	Graf priebehu síl pôsobiacich na rebro	40
8.12	Spektrogramy tlaku pred čerpadlom - CFD a experiment	41

8.13	Spektrogramy tlaku za čerpadlom - CFD a experiment	42
8.14	Spektrogramy tlaku p_2 - CFD a experiment	42
8.15	Spektrogramy tlaku p_3 - CFD a experiment	42
8.16	Spektrogramy tlaku p_4 - CFD a experiment	43
8.17	Spektrogramy síl pôsobiacich na OK	43
8.18	Spektrogramy síl pôsobiacich na rebro	43
8.19	Spektrogram radiálne sily pôsobiacej na OK - bez limitu y-osi	44
8.20	Porovnanie hrubého (hore) a jemného (dole) časového kroku [12] - upravené	45
9.1	Graf krútiaceho momentu s vyznačenými bodmi záujmu a) až d)	47
9.2	Kontúry tlaku v jednotlivých bodoch	48
9.3	Detail na lopatky pri $t = 46,3$ s	49
9.4	Detail na lopatku pri $t = 48,3$ s	49
9.5	Kontúry rýchlosti v jednotlivých bodoch	50
9.6	Kontúry TKE v jednotlivých bodoch	51
9.7	Rozloženie vírivosti v obežnom kolese	52
9.8	Pohľad na vektory rýchlosti v reze lopatkového kanálu pre $t = 43,8$ s . . .	53
9.9	Pohľad na vektory rýchlosti v reze lopatkového kanálu pre $t = 46,3$ s . . .	53
9.10	Pohľad na vektory rýchlosti v reze lopatkového kanálu pre $t = 48,3$ s . . .	54
9.11	Pohľad na vektory rýchlosti v reze lopatkového kanálu pre $t = 59,2$ s . . .	54
9.12	Vplyv ostrej (vľavo) a zaoblenej (vpravo) hrany lopatky na vstupe [11] - upravené	55
9.13	Vektory rýchlosti v meridiálnom reze na výstupe z obežného kola v čase $t = 48,3$ s	56
9.14	Prúdnice rýchlosti na výstupe z obežného kola v čase $t = 48,3$ s	56
9.15	Obtekanie rebra v čase $t = 48,3$ s	57

Zoznam tabuliek

5.1	Laboratórne vybavenie a jeho hlavné charakteristiky	21
5.2	Neistota meraných a odvodených veličín	21
8.1	Porovnanie výsledkov pre rôzne hodnoty časového kroku	44
8.2	Veľkosti sietí použitých pre štúdiu	46
8.3	Porovnanie výsledkov pre rôzne siete	46
9.1	Veličiny v sledovaných bodoch	48